



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

**COMPARACIÓN DE LOS CRITERIOS DE CALIDAD
ACÚSTICA CON LOS ESTÁNDARES DE CONFORT
ADMITIDOS POR LAS SOCIEDADES DE
CLASIFICACIÓN EN MEDICIONES DE RUIDOS A
BORDO DE BUQUES.**

**EXPOSICIÓN LABORAL, CONFORT ACÚSTICO
Y
CONTROL DEL RUIDO**

Doctorando: Pedro López Fachal

Director de Tesis: José Ángel Fraguela Formoso

(Página en Blanco)



Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

**COMPARACIÓN DE LOS CRITERIOS DE CALIDAD
ACÚSTICA CON LOS ESTÁNDARES DE CONFORT
ADMITIDOS POR LAS SOCIEDADES DE
CLASIFICACIÓN EN MEDICIONES DE RUIDOS A
BORDO DE BUQUES.**

**EXPOSICIÓN LABORAL CONFORT ACÚSTICO
Y
CONTROL DEL RUIDO**

Doctorando: Pedro López Fachal

Director de Tesis: José Ángel Fraguela Formoso



(página en blanco)



A Yoli por estar siempre ahí y ser mi apoyo constante.

A Laura por darme toda la ilusión y la fuerza que necesito.

y a mis padres

Septiembre de 2012



(página en blanco)



INDICE

0 INTRODUCCIÓN GENERAL.....	21
------------------------------------	-----------

PRIMERA PARTE

1 OBJETIVOS Y ANTECEDENTES AL ESTUDIO.....	22
---	-----------

SEGUNDA PARTE

2 ESTADO DEL ARTE.....	23
-------------------------------	-----------

2.1 FUNDAMENTOS DE LA ACÚSTICA.....	23
--	-----------

2.1.2 Sonido y ruido.....	23
---------------------------	----

2.1.3 Vibración.....	23
----------------------	----

2.1.4 Onda acústica.....	25
--------------------------	----

2.1.4.1 Amplitud.....	25
-----------------------	----

2.1.4.2 Frecuencia (f).....	25
-----------------------------	----

2.1.4.3 Período (T).....	25
--------------------------	----

2.1.4.4 Velocidad del Sonido (c).....	26
---------------------------------------	----

2.1.4.5 Longitud de onda (λ).	28
--	----

2.2 Tipos de ONDAS.....	29
--------------------------------	-----------

2.2.1 Tipos de ondas según el medio de propagación.....	29
---	----

2.2.2 Tipos de ondas según el frente de ondas.....	30
--	----

2.2.3 Tipos de ondas Según su variación en el espacio y en el tiempo.....	32
---	----

2.3 Presión acústica	33
-----------------------------------	-----------

2.4 Presión cuadrática media.....	33
--	-----------



2.5 Nivel de Presión acústica.....	34
2.6 Decibelios. Suma y resta de decibelios.....	35
2.6.1 Decibelio (dB).....	35
2.6.2 Suma de decibelios.....	35
2.6.3 Resta de decibelios.....	37
2.6.4 Cálculo medio de decibelios.....	38
2.7 Potencia acústica.....	38
2.8 Nivel de potencia acústica (L_W).....	38
2.9. Intensidad acústica.....	39
2.10 Nivel de intensidad sonora (L_i).....	39
2.11 Propagación y directividad del sonido.....	41
2.12 Reflexión Acústica.....	44
2.13 Reverberación, Eco y Resonancia del sonido.....	45
2.13.1 La Reverberación del sonido.....	46
2.13.2 El eco.....	46
2.13.2.1 Eco flotante.....	49
2.13.3 La Resonancia sonora.....	50
2.14 Tiempo de Reverberación (T_r).....	52
2.15 Campo Acústico Global.....	53
2.16 Niveles de Vibración y Transmisibilidad de Vibraciones.....	57
2.17 Deflexión estática de un sistema.....	60
2.18 Frecuencia y el espectro sonoro. Bandas de octava.....	61
2.19 Tipos de ruidos y sus característica.....	66
2.19.1 Sonido constante.....	65
2.19.2 Sonido intermitente.....	65



2.19.3 Sonido fluctuante.....	65
2.19.4 Sonido fluctuante irregular.....	66
2.19.5 Sonido de impulsos repetitivos.....	66
2.19.6 Sonido de impulsos aislados.....	67
2.19.7 Ruido Blanco.....	67
2.19.8 Ruido Rosa.....	67
2.20 Sensación y percepción sonora.....	68
2.21 El tono (pitch).....	72
2.22 Enmascaramiento acústico.....	73
2.23 Ponderación de frecuencias.....	73
2.24 Valor global de un espectro sonoro.....	76
2.25 Instrumentos de medición del ruido.....	77
2.25.1 Sonómetros.....	77
2.25.2 Dosímetros.....	80
2.25.3 Registradores gráficos de nivel.....	81
2.25.4 Registradores Magnéticos y digitales.....	81
2.26 Percepción y exposición al ruido, salud laboral y confort acústico.....	82
2.26.1 Criterios de exposición laboral al ruido.....	82
2.26.2 Criterios de calidad acústica interior o de confort.....	83
2.26.3 Criterios de exposición comunitaria al ruido urbano.....	86
2.27 Principales efectos del ruido sobre la audición.....	87
2.28 Exposición Laboral al Ruido.....	89
2.28.1 Nivel de presión acústica, L_p	89
2.28.2 Nivel de presión acústica ponderado A, L_{pA}	89



2.28.3 Nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A, $L_{Aeq,T}$	89
2.28.4 Nivel de exposición diario equivalente, $L_{Aeq,d}$	90
2.28.5 Nivel de exposición diario equivalente ponderado A, $L_{Aeq,d}$	91
2.28.6 Nivel de exposición semanal equivalente, $L_{Aeq,s}$	93
2.28.7 Nivel de pico, L_{pico}	93
2.29 Factores que intervienen en la exposición al ruido. Límites de exposición	94
2.30 El confort acústico	98
2.31 Efectos de las vibraciones en la salud humana	100
2.32 NORMATIVA APLICABLE	102
2.32.1 Normativa sobre la exposición y el control de ruido y vibraciones	102
2.32.1.1 Directiva 86/188/CEE	102
2.32.1.2 Directiva 89/391/CEE	102
2.32.1.3 Directiva 2002/44/CEE	102
2.32.1.4 Directiva 2003/10/CEE	102
2.32.1.5 Directiva 2006/42/CEE	102
2.32.1.6 Norma UNE-EN-ISO 4869-2	102
2.32.1.7 Norma UNE-EN-ISO 458	102
2.32.1.8 Norma UNE-EN-ISO 354:2004	103
2.32.1.9 Real Decreto 1311/2005	103
2.32.1.10 Real decreto 1316/1989	103
2.32.1.11 Real Decreto 286/2006	103
2.32.1.12 Real Decreto 486/1997	103
2.32.1.13 Real Decreto 485/1997	104
2.32.1.14 Real Decreto 488/1997	104



2.32.1.15 Real Decreto 1215/1997.....	104
2.32.1.16 Real Decreto 1435/1992.....	104
2.32.1.17 Real Decreto 1371/2007 Código Técnico de la Edificación (CTE).....	105
2.32.1.18 NBE-CA-88.....	105
2.32.1.19 Norma ISO-1999.....	105
2.32.1.20 Norma ISO-10844.....	105
2.32.1.21 Norma ISO-12001.....	105
2.32.1.22 Norma ISO-9921.....	105
2.32.1.23 Norma ISO-266.....	105
2.32.1.24 IEC Estándar 60651.....	105
2.32.1.25 IEC Estándar 60804.....	105
2.32.1.26 IEC Estándar 61260.....	105
2.32.1.27 IEC Estándar 61672.....	105
2.32.1.28 IEC Estándar 60942.....	106
2.32.1.29 ASTM Estándar E1573-9.....	106
2.32.1.30 ASTM Estándar E1574-98.....	106
2.32.1.31 ANSI Estándar S1.4 ^a	106
2.32.1.32 ANSI Estándar S1.43.....	106
2.32.1.33 ANSI S12.2.....	106
2.32.1.34 ANSI S2.27-2002.....	106
2.32.1.35 SNAME T&R 2-29A.....	106
2.32.1.36 Norma ISO-10816.....	106
2.32.1.37 Norma ISO-2372.....	106
2.32.1.38 Norma ISO-3945.....	106



2.32.1.39 Norma ISO-7919.....	106
2.32.1.40 Norma ISO-2631.....	106
2.32.1.41 Norma UNE-EN-ISO 11690-2.....	106
2.32.1.42 Norma UNE 74-023-92.....	107
2.32.2 Notas Técnicas de Prevención (NTP) Vigentes del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo español.....	107
2.32.2.1 NTP 270.....	107
2.32.2.2 NTP 284.....	107
2.32.2.3 NTP 285.....	107
2.32.2.4 NTP 287.....	107
2.32.2.5 NTP 503.....	107
2.32.2.6 NTP 716.....	107
2.32.2.7 NTP 795.....	107
2.32.2.8 NTP 784.....	107
2.32.2.9 NTP 839.....	107
2.32.3 Reglamentación Internacional específica para buques.....	107
2.32.3.1 Resolución 468 (XII) de la Organización Marítima Internacional (OMI).....	107
2.32.3.2 Resolución A.343 (IX) de la Organización Marítima Internacional (OMI).....	107
2.32.3.3 ISO 6954 (1984) e ISO 6954 (Revisión del 2000).....	108
2.32.3.4 Reglamentos de las sociedades de clasificación internacionales de buques.....	108
2.33 Criterios de calidad y prevención acústica.....	108
2.33.1 Criterios NC (Noise Criterion).....	108
2.33.2 Criterios NPC (Noise Preferred Criterion).....	109
2.33.3 TLVS "Threshold Limit Values" (Valores	



umbrales límite).....	110
2.33.4 PEL "Permissible Exposure Limits"	110
2.33.5 REL "Recommended Exposure Limits"	110
2.33.6 Criterio NR (Noise Rating).....	110
2.33.7 Criterio NBC (Balanced Noise Criteria).....	111
2.33.8 Nivel de interferencia conversacional (índice PSIL).....	112
2.33.9 Curvas de valoración NR (Noise Rating), NC (Noise Criterion), PNC (Preferred Noise Criterion) y NBC (Balanced noise criteria).....	113
2.33.9.1 Curvas de valoración NR.....	114
2.33.9.2 Curvas de valoración NC.....	115
2.33.9.3 Curvas de valoración PNC.....	116
2.33.9.4 Curvas de valoración NCB.....	117
2.34 Tiempo de reverberación.....	118
2.35 Vibraciones a bordo de buques.....	119
2.35.1 Diagrama de Campbell.....	121
2.36 Principales criterios de aceptación de vibraciones a bordo de buques.....	123
2.36.1 ISO 6954 (1984) Criterios de aceptabilidad de vibraciones mecánicas para la tripulación y los pasajeros.....	123
2.36.2 ISO 6954 (2000) Criterios de aceptabilidad de vibraciones mecánicas para la tripulación y los pasajeros.....	125
2.36.3 Límites de vibración de las estructuras locales.....	125
2.36.4 Límites de vibración admisible en los elementos de propulsión principales del Buques.....	127
2.36.5 Límites de vibración admisible para otros equipos y maquinaria auxiliar menor.....	128
2.37 Principales criterios de aceptación de vibraciones en tierra pero utilizados y admitidos de forma habitual en Buques.....	129
2.37.1 Carta Rathbone.....	129



2.37.2 ISO 2372:1974. “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”.....	129
2.37.3 ISO 3945. “Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s”.....	131
2.37.4 ISO 2373. “Vibración mecánica en cierta maquinaria eléctrica rotativa con alturas de eje entre 80 y 400 mm – Medida y evaluación de la severidad de vibración”.....	132
2.37.5 ISO 10816. “Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas”.....	133
2.37.6 ISO 7919. “Vibración mecánica de máquinas no alternativas - Medidas en ejes rotativos y evaluación”.....	134
2.37.7 Evaluación de límites de vibraciones según norma VDI 2056....	134
2.38 Criterios para la exposición humana a las vibraciones.....	135
2.38.1 Según la zona afectada del cuerpo (parcial o total).....	137
2.38.1.1 Vibraciones parciales mano-brazo.....	137
2.38.1.2 Vibraciones globales.....	137
2.39 Medidor de Vibraciones (Acelerómetro).....	139
2.40 Medición de Ruido, Evaluación, análisis, acciones preventivas y correctivas para reducir el ruido.....	141
2.40.1 Cuestionario sobre confort acústico.....	144
2.40.2 Método de medición de ruido.....	150
2.40.3 Evaluación, análisis e implantación de medidas correctivas.....	151
2.40.3.1 Características de las tareas realizadas.....	152
2.40.3.2 Fuentes del ruido.....	152
2.40.3.2.1 Ruido exterior.....	153
2.40.3.2.2 Ruido de personas.....	153
2.40.3.2.3 Ruido de las instalaciones.....	154



2.40.3.2.4 Ruido de los equipos de trabajo.....	155
2.40.3.3 Mantenimiento de equipos e instalaciones.....	157
2.40.3.4 Molestias.....	158
2.40.3.4.1 Perturbación de la concentración mental.....	158
2.40.3.4.2 Interferencia en la comunicación verbal.....	159
2.40.4 Ejemplo de Selección de procesos de trabajo y maquinaria con bajo nivel de ruido (UNE-EN-ISO 11690-2:1997).....	159
2.40.5 Acondicionamiento acústico de espacios. Técnicas actuales...	163
2.40.5.1 Absorción del sonido.....	164
2.40.5.1.1 Absorción de los materiales utilizados en la construcción de las paredes y techo de un recinto.....	166
2.40.5.1.2 Absorción del aire.....	167
2.40.5.1.3 Absorción de las superficies vibrantes.....	168
2.40.5.1.4 Materiales absorbentes.....	169
2.40.5.1.4.1 Coeficiente de reducción acústica NRC.....	173
2.40.5.1.4.2 Variación de la absorción en función del espesor del material.....	174
2.40.5.1.4.3 Variación de la absorción en función de la porosidad del material.....	175
2.40.5.1.4.4 Variación de la absorción en función de la densidad del material.....	177
2.40.5.1.4.5 Variación de la absorción en función de la distancia del material a la pared rígida.....	178
2.40.5.1.4.6 Materiales absorbentes suspendidos del techo.....	181
2.40.5.1.4.7 Protección de los materiales absorbentes.....	183
2.40.5.1.5 Elementos absorbentes selectivos (resonadores).....	187
2.40.5.1.5.1 Resonador de membrana o diafragmático.....	188
2.40.5.1.5.2 Resonador simple de cavidad (Helmholtz).....	193



2.40.5.1.5.3 Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de paneles perforados o rasurados.....	199
2.40.5.1.5.4 Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de listones.....	210
2.40.5.1.6 Absorción del público (pasaje) y de las sillas en salones, teatros, cines y salas de conferencias.....	214
2.40.5.1.7 Incidencia rasante. Efecto “SEAT dip”.....	220
2.40.5.2 Reflexión del sonido. Reflectores acústicos.....	221
2.40.5.2.1 Reflectores planos.....	223
2.40.5.2.2 Reflectores curvos.....	226
2.40.5.3 Difusión del sonido. Difusores.....	228
2.40.6 Aislamiento acústico.....	236
2.40.7 Aislamiento acústico de paredes dobles.....	239
2.40.8 Cortinas Acústicas.....	244
2.40.9 Aislamiento acústico de ventanas.....	244
2.40.10 Aislamiento acústico de Puertas.....	245
2.41 Secuencia para realizar un cerramiento acústica de un recinto	245
2.42 Revisión de las Técnicas actuales de protección y control del ruido.....	248
2.42.1 Importancia del control del ruido en el diseño de instalaciones industriales.....	248
2.42.2 Conversión de los equipos existentes.....	250
2.42.3 Identificación de la fuente de ruido.....	250
2.42.4 Introducción sobre la selección de las opciones apropiadas de control del ruido.....	255
2.42.5 Técnicas de control del ruido activo y pasivo.....	265
2.42.5.1 Reducción del Ruido en la fuente.....	265



2.42.5.2	Control del Ruido en el medio transmisor.....	266
2.42.5.3	Medidas protectoras contra el ruido en el receptor.....	267
2.42.6	Procedimientos activos de Control de Ruido.....	267
2.42.6.1	Sustitución de equipos o procesos.....	267
2.42.6.2	Modificación de los procedimientos de trabajo.....	267
2.42.6.3	Reducción de las fuerzas generadoras del ruido.....	268
2.42.7	Procedimientos pasivos de Control de Ruido.....	268
2.42.7.1	Reducción del ruido en el medio de propagación.....	268
2.42.8	Ejemplo de aplicación de técnicas de control de ruido aplicadas a un taller.....	269
2.42.9	Breve descripción sobre los principales EPI's utilizados para protección acústica.....	274
2.42.10	Criterios de elección de un protector auditivo.....	277
2.42.11	Normas y uso de mantenimiento de los EPI'S.....	278
2.43	Importancia del aislamiento antivibratorio en la generación de ruido.....	279
2.43.1	- Tipos de Fuerzas Perturbadoras.....	281
2.43.1.1	Tipos de Fuerzas Perturbadoras a bordo de un buque.....	283
2.43.1.1.1	Excitaciones originadas por la Hélice.....	284
2.43.1.1.2	Excitaciones originadas por el eje de cola y sus Apoyos.....	285
2.43.1.1.3	Excitaciones originadas por el Motor principal.....	286
2.43.1.1.4	Excitaciones originadas por el Motores auxiliares.....	287
2.43.2	Estrategias para realizar aislamiento de vibraciones.....	287
2.43.3	Diferencias entre ruido aéreo y estructural.....	289
2.43.4	Técnicas de Aislamiento de Vibraciones.....	291



2.43.5	Determinación de la eficacia del aislamiento	
Antivibratorio.....		292
2.43.6	El montaje antivibratorio (m.a.).....	293
2.43.7	El Antivibrador o soporte antivibratorio.....	294
2.43.8	Tipos de Antivibradores.....	294
2.43.8.1	Aisladores Metálicos de Muelle.....	294
2.43.8.2	Amortiguadores de caucho y caucho-meta.....	295
2.43.8.3	Otros tipos de Antivibratorios.....	297
2.43.9	Selección adecuada de los Antivibradores.....	298
2.43.10	Bancadas y suelos flotantes.....	300
2.43.11	Diferentes sistemas de montajes Antivibratorios.....	304
2.43.12	Efecto vibratorio de la estructura sobre los montajes antivibratorios instalados en un equipo.....	304
2.43.13	Atenuación de vibraciones y ruido estructural en conductos y tuberías.....	305
2.44	Resumen final del estado del arte para el control técnico de ruidos y de Vibraciones.....	310
2.44.1	Resumen de medidas para el control del ruido.....	310
2.44.2	Resumen de medidas para el control de Vibraciones.....	311

TERCERA PARTE

3	PROCESO DE INVESTIGACIÓN.....	314
3.1	Objetivo de la investigación.....	314
3.2	Buques utilizados para realizar las mediciones de ruido.....	314
3.3	Medios utilizados para realizar las mediciones de ruido.....	316
3.4	Protocolo de medición seguido.....	319
3.4.1	Condiciones operacionales en la mar.....	319



3.4.2 Condiciones ambientales de la mar.....	320
3.4.3 Procedimientos de medición y toma de datos.....	321
3.4.4 Calibración del sonómetro.....	321
3.4.5 Procedimiento de medición.....	321
3.4.5.1 En espacios de alojamiento.....	321
3.4.5.2 En espacios de máquinas.....	322
3.4.5.3 En puestos de servicio.....	323
3.4.5.4 En espacios no ocupados habitualmente.....	323
3.4.5.5 Cubierta expuesta	323
3.4.5.6 Orificios de admisión y escape.....	324
3.5 Normativa a cumplir y puntos a investigar.....	324
3.6 Listado de Buques estudiados y Nº de Mediciones realizadas.....	326
4 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA INVESTIGACIÓN.....	328
4.1 Puntos singulares obtenidos. Representación y estudio.....	328
4.2 Presentación de los resultados obtenidos en la investigación.....	347
5 CONCLUSIONES.....	349
5.1 Conclusiones sobre el estudio realizado.....	349
5.2 Consejos derivados de la experiencia del autor.....	351
5.3 Otros consejos para recordar.....	355
5.3.1 Aislamiento de las fuentes de ruido.....	355
5.3.2 Silenciadores de escape y de admisión.....	356
5.3.3 Envuelta de máquinas.....	356
5.3.4 Reducción del ruido en la sección de popa.....	357
5.3.5 Recinto para el operador.....	357
5.3.6 Medidas de reducción del ruido en los espacios de	



alojamiento.....	357
5.3.7 Selección de máquinas.....	357
5.3.8 Inspección y mantenimiento.....	358
5.3.9 Aislamiento contra las vibraciones.....	358
5.4 Oportunidades de mejora últimas novedades en aislamientos y técnicas de acondicionamiento acústico.....	358

CUARTA PARTE

6 BIBLIOGRAFIA.....	365
6.1 Libros.....	365
6.2 Artículos.....	367
6.3 Ponencias, congresos y otras publicaciones.....	368
6.4 Documentos de internet.....	370
6.5 Normativa.....	371
7 ANEXO.....	374
7.1 Ejemplo de un report de medición de ruido en pruebas oficiales de mar.....	374
7.2 Ejemplos de materiales habitualmente utilizados para acondicionamientos acústicos.....	389
7.2.1 Materiales absorbentes.....	389
7.2.2 Materiales absorbentes disipativos.....	392
7.2.3 Materiales absorbentes tipo Helmholtz.....	397
7.2.4 Materiales aislantes acústicos.....	401
7.2.5 Materiales aislantes. paneles tipo sandwich.....	408
7.2.6 Materiales antivibratorios.....	412
7.3 Varios.....	422



(página en blanco)



(página en blanco)



0 INTRODUCCIÓN GENERAL.

Esta tesis doctoral se divide en cuatro partes fundamentales:

1º Parte: Se definirán los objetivos principales a alcanzar de esta tesis, así como los antecedentes de investigación conocidos al estudio de campo realizado, objeto de dicha tesis.

2ª Parte: Estado del arte, partiendo de una introducción teórica básica sobre acústica y vibraciones y siguiendo con la presentación de la normativa aplicable más una breve introducción al mundo del ruido en el entorno laboral y el confort acústico. Se proseguirá presentando una visión general de los sistemas existentes para la reducción y control de ruido y vibraciones, así como de las técnicas y productos más novedosos.

3ª Parte: Se presenta la investigación de campo realizada planteando los objetivos a alcanzar y, documentando los medios, el tiempo empleado y el proceso de investigación realizado. Finalmente se plantean las conclusiones obtenidas del proceso de investigación y las líneas futuras de investigación abiertas.

4ª Parte: Bibliografía y Anexos.



PRIMERA PARTE

1 OBJETIVOS Y ANTECEDENTES AL ESTUDIO:

El objetivo principal de esta tesis doctoral es comparar los espectros referentes a los máximos niveles de presión acústica correspondientes a las frecuencias centrales en bandas de octava medidos para un determinado local, con los criterios de calidad acústica interior (confort acústico) establecidos por las sociedades de clasificación utilizando las curvas NR (“Noise Rating”) desarrolladas por la normativa europea ISO y usadas, ampliamente, tanto en el mundo terrestre como en el naval.

La finalidad de esta comparación es **medir físicamente y demostrar la existencia de puntos singulares** que, para una determinada frecuencia o frecuencias dadas, sobrepasan en más de 3 decibelios la curva NR que debe cumplir su espectro sonoro, siendo, al mismo tiempo, el nivel global medio de ruido de dicho espectro, inferior al margen de 3 decibelios de exceso que se admite como tolerancia válida para declarar como buena la medición en un local.

Como objetivo secundario de esta tesis se planteará una revisión y actualización con datos y soluciones innovadoras, basadas en el estudio, en la experimentación y en la realización de ensayos, nuevas técnicas y soluciones efectivas para controlar la generación, absorción y atenuación de ruido, reduciendo, así, la incidencia del mismo sobre las personas en los centros de trabajo terrestres y, especialmente, a bordo de buques.

Como antecedentes, que conozca este autor, hasta la fecha no se ha hecho ningún análisis de comparación entre los valores absolutos de niveles de presión sonora, medidos en dB(A), admitidos como válidos por una sociedad de clasificación; y el cumplimiento estricto, en cada frecuencia central de bandas de octava del espectro sonoro, de dichos valores analizados bajo el criterio de las curvas NR, con el objetivo de buscar la existencia, en la misma medición, de puntos singulares del espectro sonoro, donde el valor absoluto de nivel de presión sonora, en dB(A) de la medición es inferior a la máxima tolerancia permitida de 3 dB(A) de la curva NR estudiada y, a su vez, uno o más puntos de las frecuencias centrales de su espectro sonoro sobrepasan dicha curva NR en más de 3 dB(A).

El autor es consciente de la existencia de numerosos estudios que definen y establecen diferentes soluciones para controlar la generación y la incidencia del ruido. En esta tesis, y como objetivo secundario, el autor pretende realizar una revisión de las soluciones más habitualmente utilizadas en la actualidad, complementándolas con otras nuevas, derivadas de su experiencia profesional, que se han estudiado y experimentado con resultados interesantes.



SEGUNDA PARTE

2 ESTADO DEL ARTE.

2.1 FUNDAMENTOS DE LA ACÚSTICA.

La percepción acústica que una persona puede sentir se puede clasificar de dos formas muy íntimamente relacionadas: Sonidos y vibraciones

2.1.2 Sonido y ruido.

Es cualquier variación de presión sobre la presión atmosférica, que el oído puede detectar. Está definido por una onda de energía mecánica que se propaga a través de un medio.

El ruido es por definición un "sonido no deseado" percibido por una persona.

Se define ruido como la apreciación subjetiva de un sonido, que puede producir en el receptor una sensación desagradable, o que interfiera en la actividad que está desarrollando. El sonido, es la parte objetiva, que es cuantificable por el contrario, el ruido, es la parte subjetiva, que resulta molesta para el receptor.

La diferencia entre Sonido y Ruido es muy subjetiva, puesto que un sonido puede ser un molesto para una persona (ruido) pero no para otra (sonido).

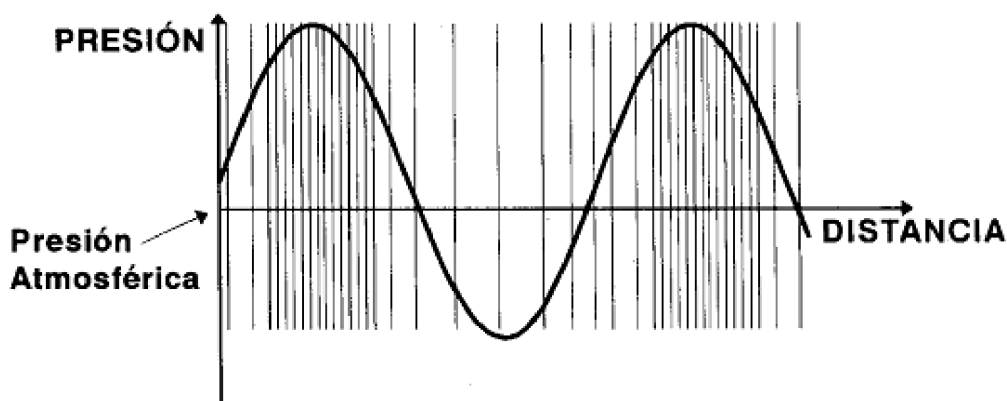


Fig. 1. Onda acústica

El sonido, es la parte objetiva, que es cuantificable.

El ruido, es la parte subjetiva, que resulta molesta para el receptor.

2.1.3 Vibración.

Es la alteración de un sólido en un medio elástico que produce un movimiento perceptible en torno a una determinada posición de equilibrio. En este movimiento, existe una pequeña fuerza, llamada recuperadora, que actúa



sobre el sistema tratando de llevarlo, de nuevo, a su posición inicial de equilibrio cuando éste se separa de ella.

Aunque esta diferenciación es útil en la presentación de conceptos acústicos, en realidad, el sonido y las vibraciones están, habitualmente, relacionados entre sí. Es decir, el sonido es el resultado de la radiación de energía acústica (mecánica) de un elemento en proceso de vibración. Además, el propio sonido puede generar vibraciones en un elemento.

Una vibración, también puede describirse como un movimiento oscilatorio de las partículas de un sólido respecto de una posición de equilibrio, o referencia.

Una vibración queda definida por su amplitud y su frecuencia. La amplitud viene dada por la magnitud del desplazamiento y la frecuencia por el número de oscilaciones en la unidad de tiempo.

Si el sistema oscila libremente, lo hace con una frecuencia bien definida, llamada “natural”. Si se le obliga a oscilar a una frecuencia diferente, impuesta desde el exterior, el desplazamiento variará dependiendo de que la frecuencia impuesta esté más o menos cerca de la frecuencia natural del sistema. Al igualarse ambas frecuencias, la amplitud crece y se dice que el sistema se halla en estado de “resonancia”.

Las vibraciones pueden clasificarse según:

a) La parte del cuerpo a la que afecten:

Vibraciones globales (afectan al cuerpo en su totalidad) o vibraciones parciales (afectan a subsistemas del cuerpo, las más conocidas son las vibraciones mano-brazo).

b) Sus características físicas:

Vibraciones libres, periódicas, o sinusoidales, cuando no existen fuerzas externas que modifiquen la amplitud de las sucesivas ondas; y vibraciones no periódicas (choques).

c) Su origen:

Vibraciones producidas en procesos de transformación, las interacciones producidas entre las piezas de la maquinaria y los elementos que van a ser transformados, generan choques repetidos que se traducen en vibraciones de materiales y estructuras; vibraciones generadas por el funcionamiento de la maquinaria o los materiales; y vibraciones debidas a fallos de la maquinaria.



d) Su rango de frecuencias:

Muy baja frecuencia, la de menos de 2 Hz (se situarían los transportes como aviones, trenes, barcos o coches); baja frecuencia, 2 - 20 Hz (los vehículos de transporte para pasajeros y/o mercancías, los vehículos industriales, los tractores y maquinaria agrícola y la maquinaria y vehículos de obras públicas); y los de alta frecuencia, 20 - 1.200 Hz (las herramientas manuales, rotativas alternativas o percutoras).

2.1.4 Onda acústica.

Una onda acústica es un tipo de onda de energía mecánica que genera cambios de presión a través del medio por el que se propaga. Está definida por las siguientes características:

2.1.4.1 Amplitud.

Representa el desplazamiento máximo que realiza una partícula en vibración en cada oscilación.

2.1.4.2 Frecuencia (f).

Se define como el número de ciclos por segundo de una onda y se mide en Hercios (Hercio = ciclos/s). La frecuencia principal de un sonido, es lo que determina su tono característico y permite diferenciar subjetivamente los sonidos de baja frecuencia de los de media o alta frecuencia.



Fig. 2. Representación de 3 ciclos/seg para una onda

2.1.4.3 Período (T).

Tiempo transcurrido en un ciclo. Es la inversa de la frecuencia: $T = 1/f$.

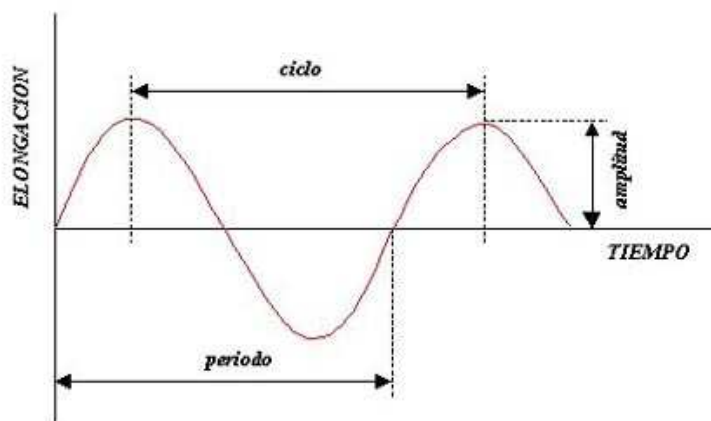


Fig. 3. Ciclo, periodo y amplitud de una onda

2.1.4.4 Velocidad del Sonido (c).

Velocidad a la que se propaga la onda acústica a través de un medio elástico medida en m/s. Esta velocidad dependerá, principalmente del medio de la naturaleza del medio de propagación y de la temperatura del mismo.

En la tabla 1 se indican las diferentes velocidades de propagación del sonido a través de diferentes materiales y medios.

Medio	Velocidad (m/seg)	Medio	Velocidad m/s	
			Sent. Longit.	Sent. Transv.
<u>GAS</u>		<u>SOLIDOS</u>		
Hidrógeno	1.260	<u>ISOTROPOS</u>		
Gas alumbr.	440	Aluminio	6.400	5.240
Amoniaco	415	HIERRO	5.850	5.170
Vapor agua	405	Níquel	5.600	4.760
Nitrógeno	337	Cobre	4.600	3.580
AIRE	331	Zinc	4.170	3.810
Argón	319	Plata	3.600	2.640
Oxígeno	317	Estaño	3.320	2.730
Yodo	108	PLOMO	2.400	1.250
<u>LIQUIDOS</u>		Cristal roca	4.800	4.550
Glicerina	1.920	Vidrio fino	5.660	5.300
AGUA (13°)	1.450	Granito	-----	3.950
Mercurio	1.450	Mármol	4.810	4.810
Petróleo	1.325	Mad. encina	-----	4.110
Alcohol etil.	1.240	Madera olmo	-----	4.010
Becina	1.165	Corcho	-----	500
Cloroformo	983	Caucho	-----	40 a 150

En el aire, a 0 °C, el sonido viaja a una velocidad de 331 m/s
La velocidad del sonido en el aire (a una temperatura de 20 °C) es de 340 m/s

Tabla 1. Velocidades del sonido en diferentes medios medidas a 0 °C

Las variaciones de temperatura tienen una importante influencia sobre la densidad del aire, y por lo tanto, sobre la velocidad de propagación de las ondas sonoras.



La temperatura del aire puede decrecer con la altitud (caso más usual), o bien, crecer con ella (inversión térmica). Si la temperatura decrece con la altura, los rayos sonoros se curvan con pendiente creciente, provocando una zona de sombra alrededor de la fuente. Sin embargo, en el caso de inversión térmica, los rayos se curvan hacia el suelo, eliminando la zona de sombra. Esta situación de inversión térmica puede provocar un aumento de 5 a 6 dB(A) con relación a la situación normal.

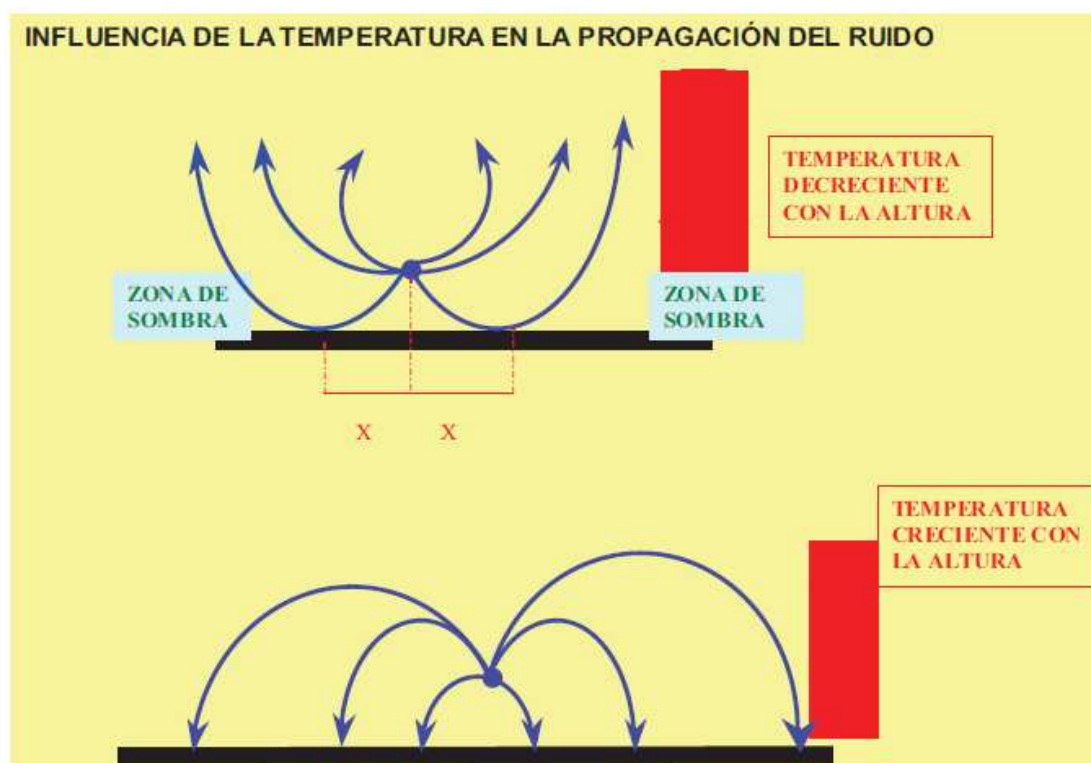


Fig. 4. Influencia de la temperatura en la propagación del sonido

La influencia del viento puede motivar, así mismo, variaciones del orden de 5 dB(A) entre las distintas situaciones. En presencia del viento, el sonido, en lugar de propagarse en línea recta, se propaga según líneas curvas.

En el sentido del viento, el sonido se propaga mejor, y los rayos sonoros se curvan hacia el suelo. Contra el viento, el sonido se propaga peor que en ausencia del mismo, y los rayos sonoros se curvan hacia lo alto, formándose, a partir de una cierta distancia de la fuente (normalmente superior a los 200 metros), una zona de sombra.

La atenuación debida al viento es un fenómeno muy complejo difícil de modelizar, y en los casos en que existan en un lugar vientos dominantes característicos es aconsejable realizar mediciones directas para la estimación de su efecto sobre la propagación del ruido.

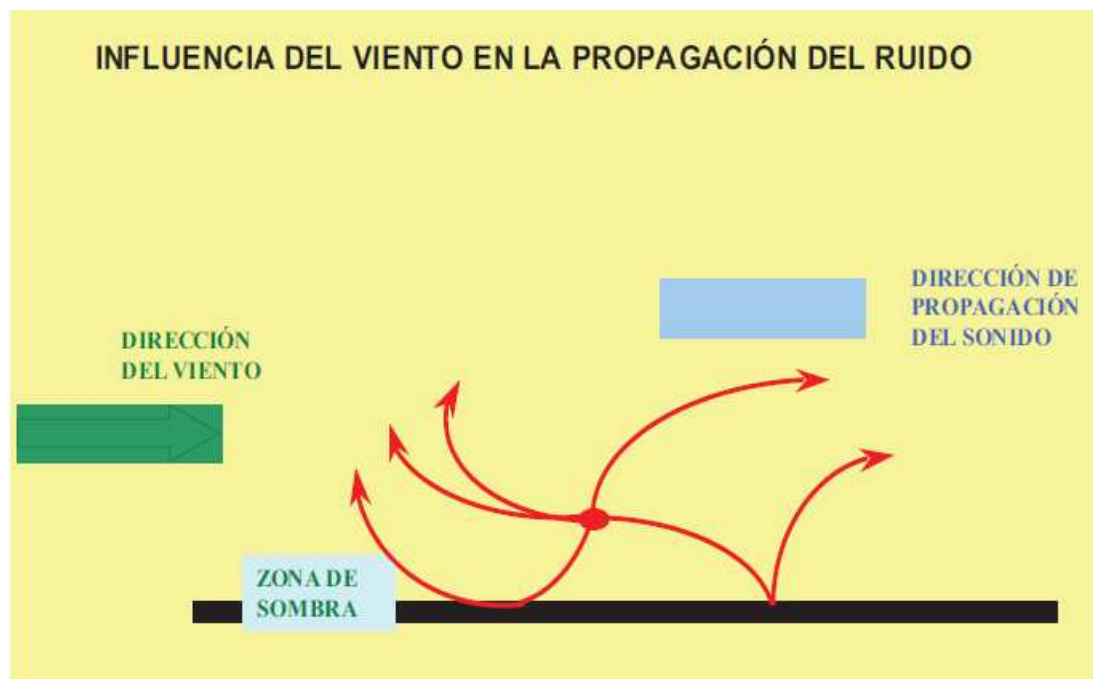


Fig. 5. Influencia del viento en la propagación del sonido

2.1.4.5 Longitud de onda (λ). Distancia entre dos puntos análogos en dos ondas sucesivas.

$$\lambda = c/f = c \cdot T$$

Siendo:

c la velocidad de propagación de la onda en m/s

f la frecuencia en Hz

T el periodo

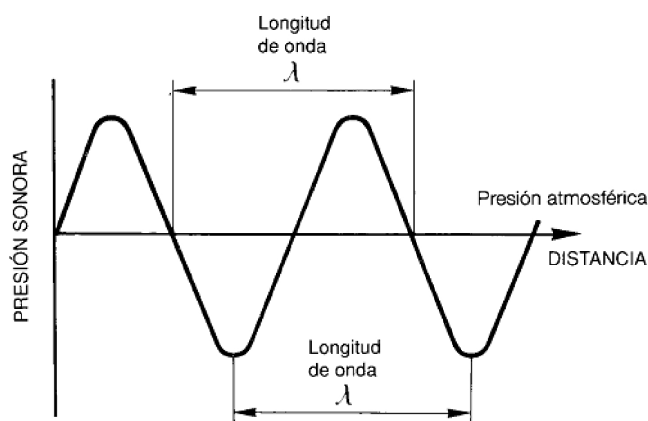


Fig. 6. Onda acústica

Para cada tono de una frecuencia determinada, su longitud de onda dependerá de la velocidad de propagación de la onda, es decir, del tipo de material y de la naturaleza del medio de propagación por la que la onda acústica desplace:



ONDA LARGA
BAJAS FRECUENCIAS

ONDA MEDIA
MEDIAS FRECUENCIAS

ONDA CORTA
ALTAS FRECUENCIAS

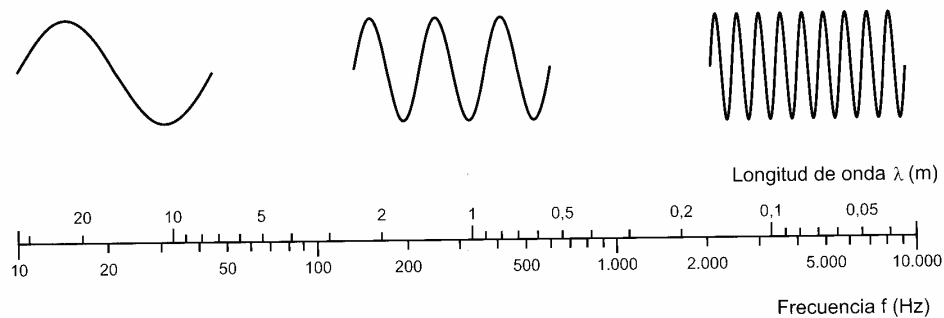


Fig. 7. Diferentes tipos de longitudes de onda

2.2 Tipos de ONDAS.

El sonido es una onda en la que se está propagando una vibración producida por las partículas del medio, por ello, aunque sea de forma breve, creo que puede ser interesante identificar los diferentes tipos de ondas que podemos encontrar:

2.2.1 Tipos de ondas según el medio de propagación.

Las ondas se pueden dividir en dos tipos:

- **Ondas mecánicas.** Precisan un medio material para propagarse. Por ejemplo el sonido, las ondas generadas por un sólido cuando se desplaza sobre la superficie del agua, etc.

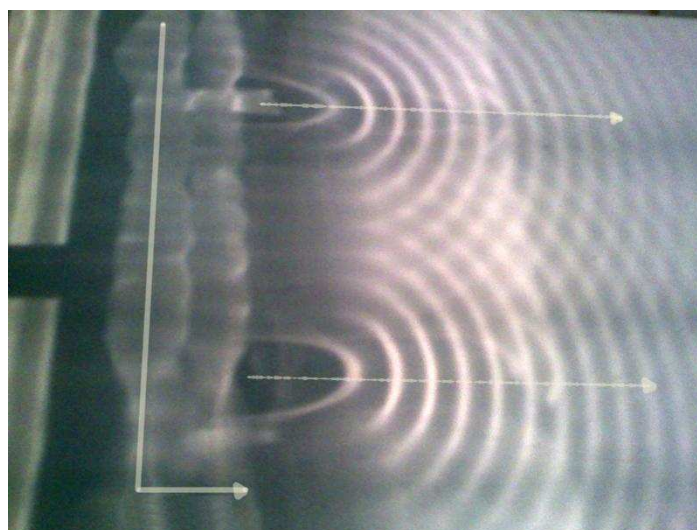


Fig. 8. Ejemplos de propagación transversal de una onda



Estas ondas mecánicas, su vez, pueden dividirse en función de la dirección de la magnitud física que propagan en:

- **Ondas Longitudinales:** La dirección de variación de la magnitud física propagada y la dirección de propagación de la onda coinciden.

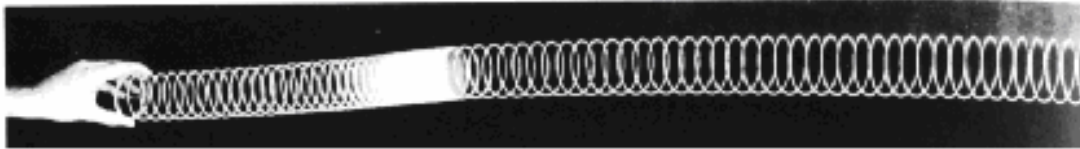


Fig. 9. Ejemplo de propagación longitudinal de una onda

- **Ondas Transversales:** La dirección de variación de la magnitud física propagada y la dirección de propagación de la onda son perpendiculares.



Fig. 10. Ejemplo de propagación transversal de una onda

- **Ondas electromagnéticas:** No precisan de un medio de propagación para desplazarse pues lo hacen por la variación de campos eléctricos y magnéticos. Ejemplo: luz, infrarrojos, ondas de radio, etc.

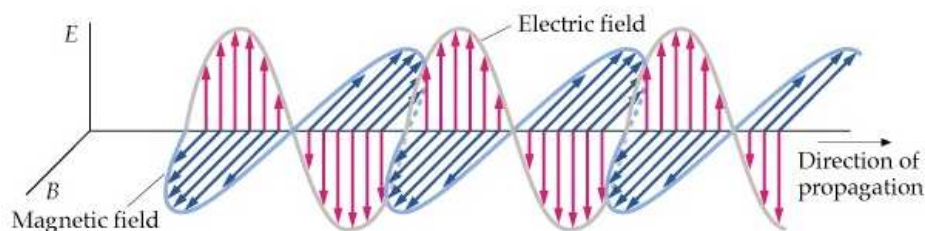


Fig. 11. Ejemplo de propagación de una onda electromagnética

2.2.2 Tipos de ondas según el frente de ondas.

Entendiendo como tal al lugar geométrico de los puntos del espacio que tienen el mismo nivel de perturbación. Podemos definir:

- **Ondas planas:** El frente de ondas es plano y la perturbación se propaga en una sola dirección.

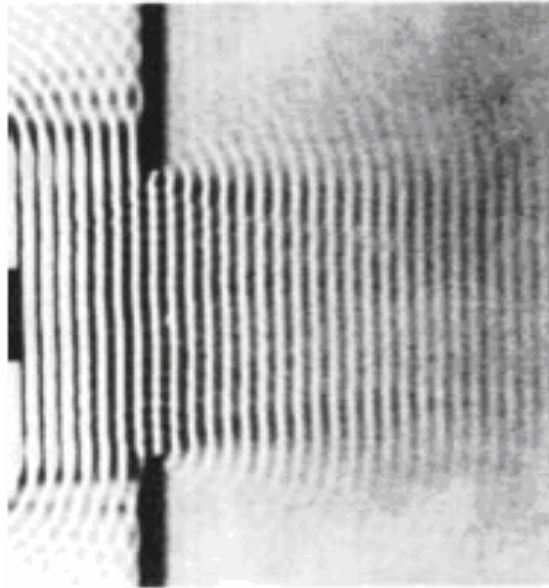


Fig. 12. Frente de ondas Plano

- **Ondas esféricas:** Donde los frentes de ondas son esferas concéntricas que se propagan por igual en todas direcciones (Estas ondas a muy grandes distancias se pueden tratar como ondas planas).

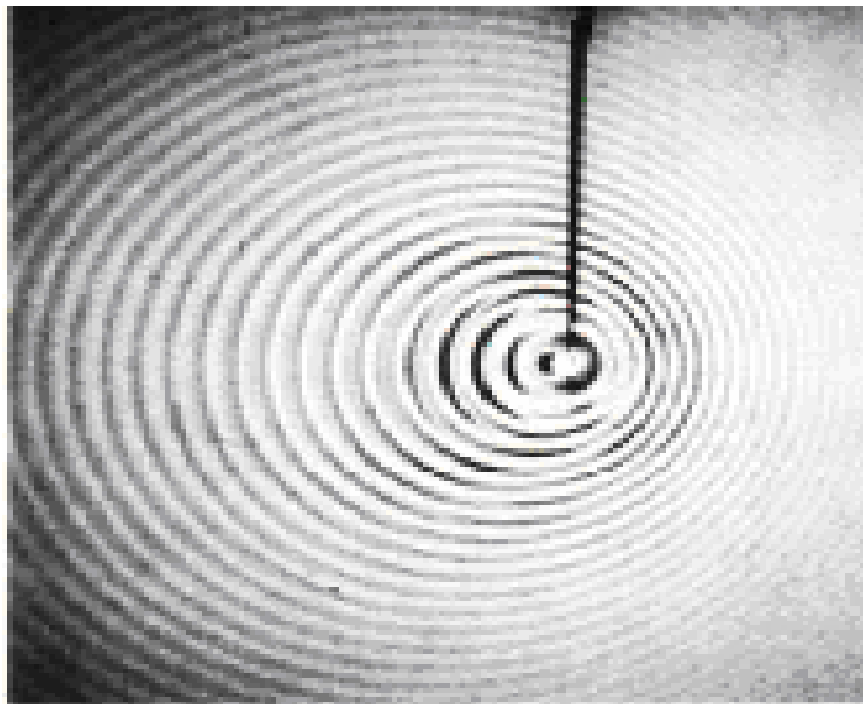


Fig. 13. Frente de ondas Esférico

- **Otras Ondas:** Los frentes de onda no son ni planos ni esféricos. La propagación se realiza de manera diferente en cada dirección.



2.2.3 Tipos de ondas Según su variación en el espacio y en el tiempo:

- **Ondas Armónicas:** Donde la transmisión de la vibración se produce por variaciones sinusoidales similares a las representadas de la figura adjunta.



Fig. 14. Ondas armónicas

- **Ondas Periódicas;** Donde las variaciones de la amplitud de la onda son repetitivas y están regidas por un tiempo denominado Período (T).

Las ondas armónicas son un caso particular de las ondas periódicas.

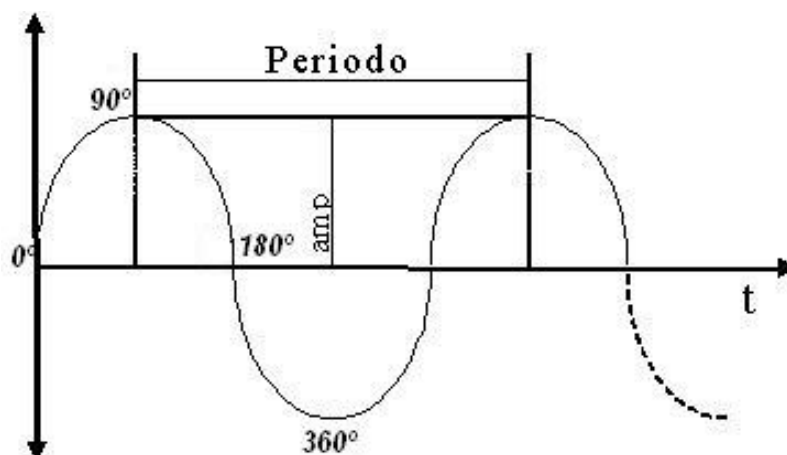


Fig. 15. Periodo de una onda

- **Ondas Complejas:** Formadas por ondas no periódicas, que no tienen pausas de comportamiento repetitivas.

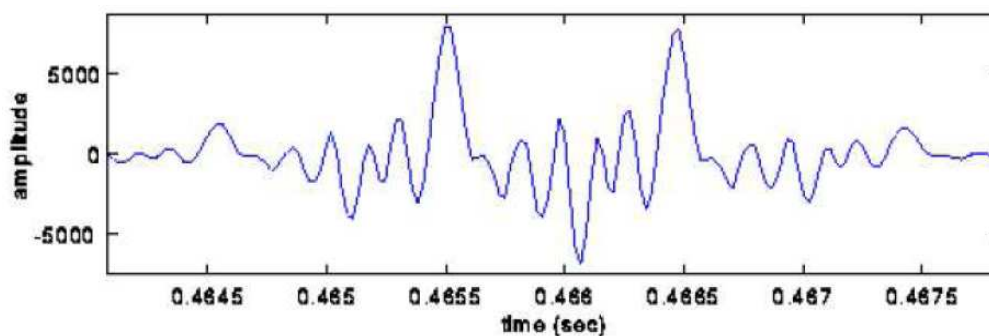


Fig. 16. Onda No Periódica



Una onda acústica es la propagación de una vibración a través de un medio material.

Un Sonido es una onda acústica capaz de producir una sensación auditiva a una persona.

Existen ondas acústicas que una persona no puede oír. Es decir no son sonidos. Estas ondas se llaman infrasonidos (si están generados en frecuencias inferiores a la audible), y ultrasonidos (producidos a frecuencias superiores a la audible) e incluso una misma onda acústica puede ser un sonido para unos seres vivos y no serlo para otros.

Para transmitir un sonido es necesaria la coexistencia de estos tres elementos:

- 1.- Emisor o fuente sonora: Genera la vibración
- 2.- Un medio material de transmisión: Propaga la onda
- 3.- Un receptor: Que genera la sensación auditiva en nuestro cerebro y permite percibirla.

2.3 Presión acústica.

Se define como la variación de la presión sobre la presión atmosférica producida en un punto, como consecuencia de una onda sonora que se propaga a través del aire.

2.4 Presión cuadrática media.

Dado que el valor instantáneo de la onda de presión varía continuamente con el tiempo, para caracterizar la onda de presión mediante un solo número, se utiliza el “valor eficaz” (rms: root mean square), que es la integración de los diferentes niveles de presión instantáneos en un determinado tiempo.

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt}$$

Siendo:

P_{rms} = Presión cuadrática media

$P(t)$ = Presión instantánea

T = Período

Por comodidad, en lugar de utilizar el término “Presión cuadrática media”, se utiliza el término “Presión acústica”.

La presión acústica también se suele denominar presión sonora.



2.5 Nivel de presión acústica.

Las variaciones de presión detectadas por el oído humano o rango audible, van de $20 \mu\text{Pa}$ ($20 \cdot 10^{-6} \text{Pa}$) a $200.000.000 \mu\text{Pa}$ (200Pa).

Con este margen, la escala de trabajo, sería de 200 millones de unidades, escala que resultaría poco práctica. Para solucionar este problema, se introduce el concepto de “Nivel de Presión acústica”, representado por L_p y medido en decibelios (dB).

$$L_p(\text{dB}) = 10 \log \left[\frac{P_{\text{rms}}}{P_0} \right]^2$$

Siendo P_0 la presión acústica de referencia, igual a $20 \cdot 10^{-6} \text{Pa}$ podemos definir los límites inferior y superior de la escala así:

Límite inferior de la escala:

$$L_{\text{umbral}} = 10 \log \left[\frac{20 \cdot 10^{-6}}{20 \cdot 10^{-6}} \right]^2 = 0 \text{dB}$$

Límite superior de la escala:

$$L_{\text{dolor}} = 10 \log \left[\frac{200}{20 \cdot 10^{-6}} \right]^2 = 140 \text{dB}$$

Con esto, se pasa a una escala en dB, de 140 unidades que se corresponden con los valores de micropascales indicados en la siguiente tabla:

Presión acústica (μPa)	Nivel de Presión acústica(dB)
200.000.000	140
20.000.000	120
2.000.000	100
200.000	80
20.000	60
2.000	40
200	20
20	0

Tabla 2. Relación entre Presión Acústica y Nivel de Presión Acústica



2.6 Decibelios. Suma y resta de decibelios.

2.6.1 Decibelio (dB).

La unidad básica de nivel en la acústica es el "decibelio" (dB). El decibelio no es una unidad de medida absoluta, sino que se relaciona con una magnitud de referencia.

Se define "decibelio (dB)" como 10 veces el logaritmo decimal del cociente entre una cantidad dada y otra que se toma como referencia:

$$\text{dB} = 10 \lg (p/p_0)^2 ; \quad \text{dB} = 10 \lg (W/W_0) ; \quad \text{dB} = 10 \lg (I/I_0)$$

Siendo:

P = Presión acústica considerada

P₀ = Presión acústica de referencia

W = Potencia acústica considerada

W₀ = Potencia acústica de referencia

I = Intensidad acústica considerada

I₀ = Intensidad acústica de referencia

En acústica, el decibelio es utilizado para cuantificar los niveles de presión sonora, los niveles de potencia acústica emitida por las fuentes sonoras, la pérdida de transmisión de sonido a través de una pared, etc.

2.6.2 Suma de decibelios.

En muchas ocasiones la magnitud acústica a evaluar es la suma del efecto de varias fuentes acústicas. En este caso, debemos sumar los efectos de cada una de las fuentes individualmente. Para sumarlos debemos tener en cuenta que los niveles de decibelios se suman logarítmicamente y no algebraicamente.

Como ejemplo, si queremos sumar el sonido producido por dos fuentes de acústicas iguales que generen 60 dB cada una, no podemos sumarlos de forma algebraica, lo haremos logarítmicamente, es decir: 60 dB más 60 dB no es igual a 120 dB. La suma de fuentes de sonido es logarítmica: 60 dB más 60 dB son sólo 63 dB.

Según esto, para realizar la suma de dos valores de decibelios similares de dos fuentes acústicas próximas, podemos aplicar el siguiente criterio que se indica en la tabla adjunta abajo.



Para sumar valores entre dos fuentes acústicas con niveles de dB que difieren entre sí en un valor de:

0 o 1 dBse añaden 3 dB al nivel de la fuente mayor
2 o 3 dB.....se añaden 2 dB al nivel de la fuente mayor
4 a 9 dB..... se añaden 1 dB al nivel de la fuente mayor
10 dB o más.....se añaden 0 dB

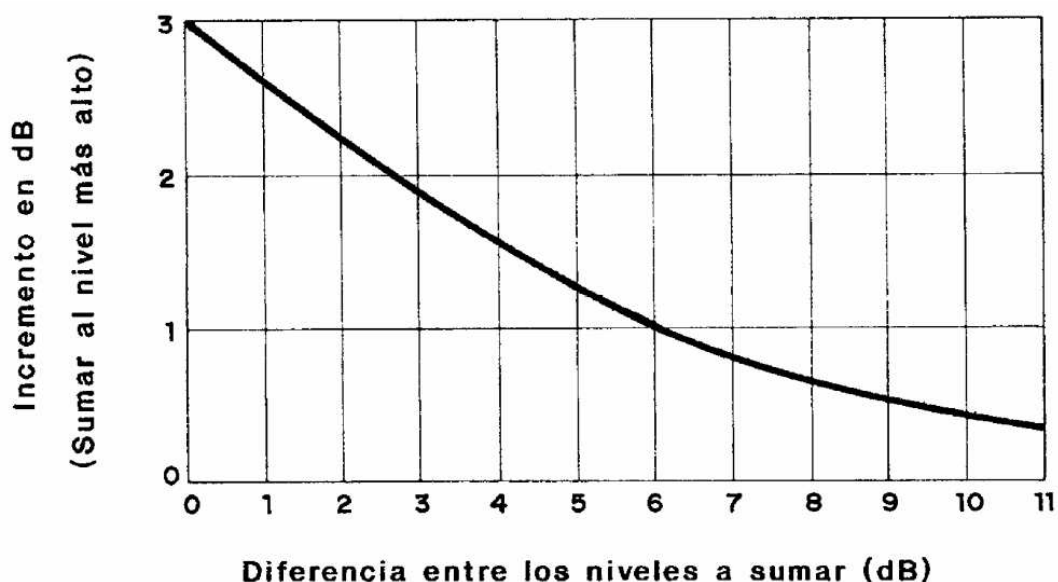


Fig. 17. Suma de niveles de presión acústica

A continuación, en la Fig. 18 se indica un ejemplo de una suma de decibelios para 6 niveles de ruido cuyo valor suma final es de 98 dB.

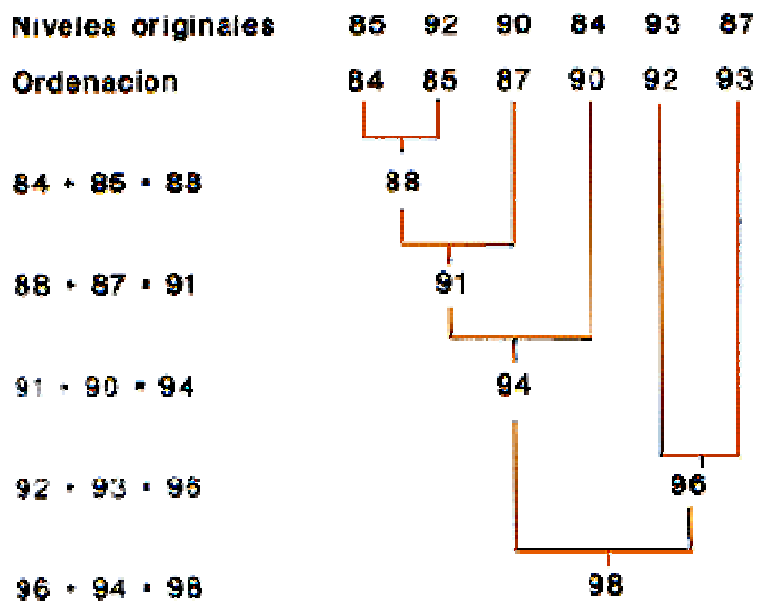


Figura 18. Ejemplo suma de decibelios



La suma de dB se rige por la siguiente expresión:

$$L_{\text{sum}} = 10 \log \left[\frac{L_{p1}}{10^{10}} + \frac{L_{p2}}{10^{10}} + \dots + \frac{L_{pn}}{10^{10}} \right]$$

Para el caso especial en el que el nivel de decibelios de cada una de las fuentes es igual, las magnitudes acumuladas se pueden determinar con la expresión:

$$L_{\text{sum}} = L_p + 10 \log (n)$$

Donde n es el número de fuentes, todas con la misma magnitud L_p .

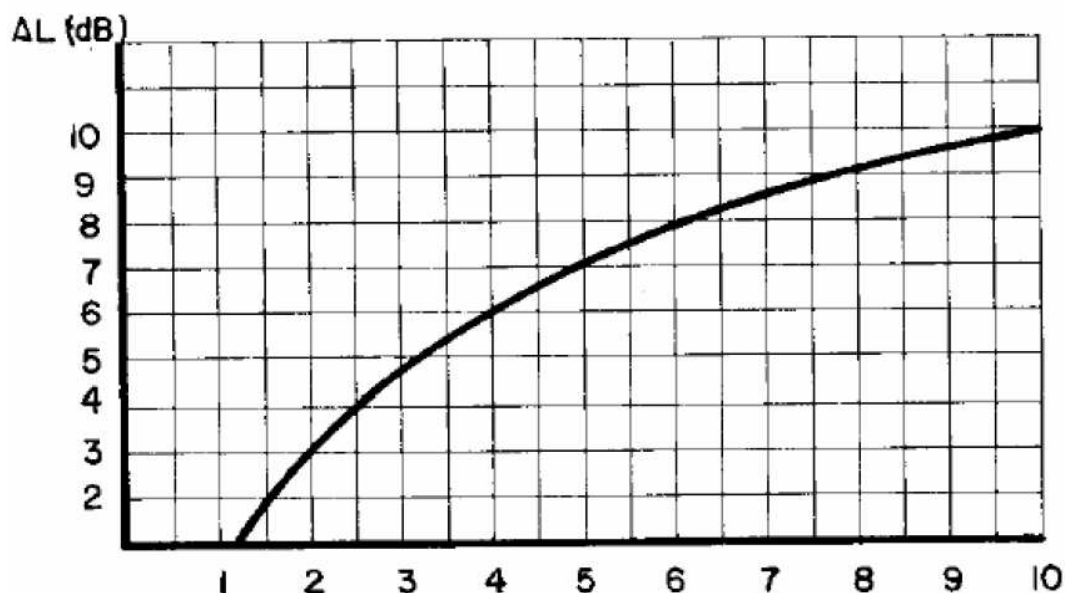


Figura 19. Suma de n niveles de presión acústica iguales

2.6.3 Resta de decibelios.

En algunos casos es necesario restar niveles de decibelios. Por ejemplo, si el nivel acumulado de varias fuentes es conocido y se elimina una o varias de las fuentes, para saber el nivel de decibelios restante utilizaremos la expresión de resta logarítmica.

$$L_{\text{diff}} = 10 \log \left[\frac{L_{p1}}{10^{10}} - \frac{L_{p2}}{10^{10}} \right]$$



2.6.4 Cálculo medio de decibelios.

Se calcula con una media logarítmica dada por la expresión:

$$L_{avg} = 10 \log \left[\frac{10^{\frac{L_{p1}}{10}} + 10^{\frac{L_{p2}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_{pn}}{10}}}{n} \right]$$

2.7 Potencia acústica.

La potencia acústica es la medida absoluta de la cantidad de energía acústica producida por una fuente sonora por unidad de tiempo. Se mide en Watios (W).

Es una característica intrínseca de la fuente sonora, independientemente de cómo y donde esté situada. Es el criterio idóneo para comparar las características acústicas de las fuentes sonoras.

2.8 Nivel de potencia acústica (L_w).

Al igual que ocurre entre la presión acústica y el nivel de presión acústica, con el fin de evitar el problema de escalas de medida demasiado grandes, se introduce el concepto de “Nivel de potencia acústica” (medida en dB) con una escala logarítmica según la expresión:

$$L_w = 10 \lg (W/W_0)$$

Donde W es el nivel absoluto de la potencia del sonido y W_0 es la potencia de referencia.

En la tabla 2.1 se adjunta una comparativa entre Potencia acústica (W) y Nivel de Potencia acústica (dB) para diferentes máquinas conocidas y situaciones habituales en nuestra actividad normal.

Para interpretar la gráfica que se adjunta bajo este párrafo, es importante recordar que el umbral inferior del oído humano para oír un sonido es 0 dB y el umbral superior admisible para soportar un sonido (umbral del dolor), se encuentra entre los 120 y los 130 dB.











Potencia acústica en vatios (W)	Nivel de potencia acústica L_{WA} , en dBA	Fuente sonora
10^{10}	220	 El mundo (?)
10^4	160	 Volcán en erupción
1000	150	 Tormenta con truenos
100	140	 Avión a reacción
10	130	Fuegos de artificio
1	120	 Motocicleta sin silenciador
0,1	110	Perforadora neumática
0,01	100	20 metros de autovía
0,001	90	 Automóvil
10^{-4}	80	 Trituradora
10^{-5}	70	Extractor
10^{-6}	60	Conversación ordinaria
10^{-7}	50	Radio a poco volumen
10^{-8}	40	Lavadora
10^{-9}	30	Frigorífico
10^{-10}	20	100 relojes
10^{-11}	10	10 relojes
10^{-12}	0	 1 reloj

Tabla 2.1. Relación entre Potencia Acústica y Nivel de potencia Acústica

2.9. Intensidad acústica.

La intensidad acústica es el flujo medio de energía acústica que atraviesa una superficie perpendicular a la dirección de propagación del sonido por unidad de tiempo (se mide en W/m^2).

La intensidad acústica es una magnitud vectorial, es decir, está definida por una magnitud y una dirección. La intensidad acústica es la propiedad del sonido que hace que éste se oiga fuerte o débil.

A medida que el receptor se aleja de la fuente emisora, la intensidad acústica va disminuyendo.

2.10 Nivel de intensidad sonora (L_i).

La "Intensidad acústica", es la energía que atraviesa la unidad de superficie perpendicular a la dirección de propagación del sonido, en la unidad de tiempo.



La Intensidad acústica viene dada por:

$$I = W/(4\pi r^2)$$

También puede expresarse como:

$$I = P_{rms}^2 / (\rho c)$$

Siendo:

W = Potencia acústica de la fuente

r = Distancia a la fuente

ρ = Densidad del aire (1,20 Kg/m³)

c = Velocidad de propagación (340 m/s en el aire)

I = Intensidad acústica en W/m²

p_{rms} = Presión cuadrática media

La intensidad sonora o acústica, es la propiedad del sonido que hace que éste se oiga fuerte o débil. A medida que el receptor se aleja de la fuente emisora, la intensidad acústica va disminuyendo.

Al igual que ocurrió con la presión y la potencia acústicas, con el fin de evitar el problema de escalas de medida demasiado grandes, se introduce el concepto de Nivel de intensidad acústica (medida en dB) con una escala logarítmica, definiéndose así:

$$L_i = 10 \log \frac{I}{I_{ref}}$$

Donde I es el nivel absoluto de la intensidad acústica y I_{ref} es la Intensidad de referencia que se establece con un valor de 10^{-12} W/m²

La relación entre potencia sonora e intensidad sonora viene definida por la siguiente expresión:

$$L_w = 10 \log \left[A \left(\frac{I}{I_{ref}} \right) \right]$$

Donde A es el área sobre la que incide la intensidad sonora y está determinada en metros cuadrados (m²).

La Potencia sonora también puede ser expresada como:

$$L_w = L_i + 10 \log\{A\}$$



En la tabla 3 podemos observar la relación entre presión, intensidad y nivel de presión acústico

Presión sonora Pa	Intensidad Acústica W/m^2	Nivel de presión dB	Ejemplo	Sensación
200	100	140	Lanzamiento misil	Dolor
70	10	130	Avión a 100 m	
20	1	120	Taller muy ruidoso	
7	10^{-1}	110	Martillo picador	Insoportable
2	10^{-2}	100	Discoteca	
0,7	10^{-3}	90	Cabina de camión	
2×10^{-1}	10^{-4}	80	Trafico intenso	Muy ruidoso
7×10^{-2}	10^{-5}	70	Aspirador domestico	
2×10^{-2}	10^{-6}	60	Conversación normal	
7×10^{-3}	10^{-7}	50	Conversación baja	Ruidoso
2×10^{-3}	10^{-8}	40	Oficina silenciosa	
7×10^{-4}	10^{-9}	30	Susurro	
2×10^{-4}	10^{-10}	20	Brisa a través de las hojas en un bosque	Ruido débil
7×10^{-5}	10^{-11}	10	Estudio de grabación	
2×10^{-5}	10^{-12}	0	Umbral de audición	

Nótese la enorme variación de presiones acústicas que el oído humano es capaz de percibir desde valores muy bajos $0,00002$ Pa hasta 200 Pa

Tabla 3. Relación entre Presión, Intensidad y Nivel de Presión acústicas con la sensación sonora percibida

2.11 Propagación y directividad del sonido.

Se define como campo abierto o libre a un medio homogéneo, sin límites o superficies reflectantes.

Teniendo en cuenta la forma más simple de una fuente acústica, que irradia un sonido igual en todas direcciones desde un punto definido, la energía emitida en un momento dado se difundirá en todas las direcciones y, un segundo después, se distribuirá sobre la superficie de una esfera de 340 m de radio (se entiende en la atmósfera a $25^\circ C$). Este tipo de propagación se denomina propagación esférica y se pueda ilustrar en la siguiente figura:

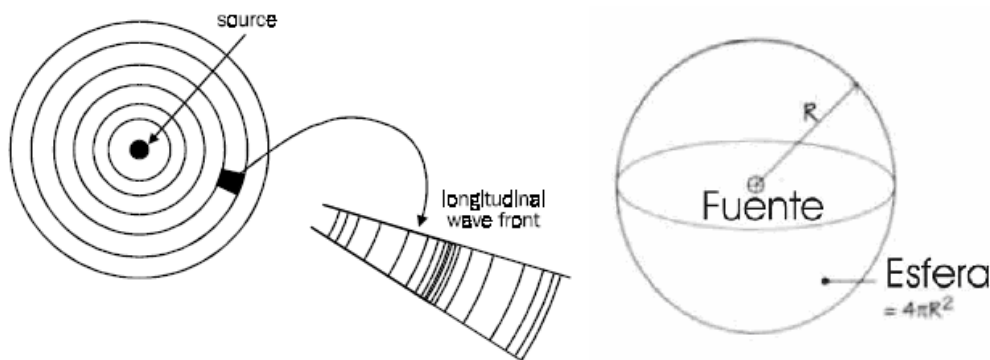


Fig. 20. Propagación esférica



En un campo libre, la intensidad y la presión de sonido en un punto dado, a una distancia r (en metros) desde la fuente, se expresa por la siguiente ecuación:

$$P_{rms} = (W\rho c/(4\pi r^2))^{1/2} = (pcl)^{1/2}$$

Donde ρ y c son la densidad del aire y velocidad del sonido, respectivamente

El Nivel de Presión sonora en un punto determinado de un local, viene dado por:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \lg(\Phi/(4\pi r^2) + 4/A)$$

Siendo:

L_p = Nivel de presión sonora medida a “ r ” de la fuente, en dB

L_w = Nivel de potencia sonora de la fuente en dB

r = Distancia a la fuente sonora en m

A = Área absorbente en m^2 ($A = \sum \alpha_i \cdot S_i$)

α_i = Coeficiente de absorción del material sobre el que incide la onda sonora

S_i = Superficie del material absorbente en m^2

Φ = Directividad de la fuente sonora (1 si es radiación esférica, 2 si es media radiación esférica, 3 si es un cuarto de radiación esférica y 4 si es un octavo de radiación esférica)

En espacios abiertos, la expresión anterior queda de la forma:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \lg(\Phi/(4\pi r^2))$$

En la práctica, se puede considerar que los valores del nivel de presión sonora decrecen unos 6 dB, cada vez que se duplica la distancia entre la fuente emisora y el receptor.

Sin embargo, las verdaderas condiciones de campo libre se encuentra raramente en la realidad, por lo que, en general, la ecuación que relaciona el nivel de presión sonora y el nivel de potencia acústica debe ser modificada para tener en cuenta la presencia de superficies reflectantes. Esto se realiza mediante la introducción de un factor de directividad, Q , que también puede ser utilizado para caracterizar las propiedades del sonido direccionales de radiación de una fuente.

En una fuente simple, un punto irradia sonido uniformemente en todas direcciones. Sin embargo, la radiación de sonido desde una fuente típica es direccional, siendo mayor en algunas direcciones que en otras. Las propieda-



des direccionales de una fuente de sonido pueden ser cuantificadas por la introducción de un factor de directividad y poder describir la dependencia angular de la intensidad del sonido.

Por ejemplo, si la intensidad de sonido no es dependiente de la dirección, entonces la intensidad media, I_{av} , promediado sobre la superficie esférica que abarca el campo acústico se puede definir como:

$$I_{av} = \frac{W}{4\pi r^2}$$

El factor de directividad, Q , se define en términos de la intensidad I_{θ} en la dirección (θ, ϕ) y la intensidad media:

$$Q_{\theta} = \frac{I_{\theta}}{I_{av}}$$

El índice de directividad (DI), según esto se puede definir como:

$$DI = 10 \log_{10} Q_{\theta}$$

Si la fuente sonora está suspendida en el espacio abierto, sin reflexiones, radiará su energía en todas las direcciones. Así, su directividad esférica es total y $Q=1$.

Si está en el suelo, todo el ruido se radiará a través de una semiesfera (sin considerar la energía absorbida por el suelo), con lo que la densidad de energía acústica será del doble, y $Q=2$. Igualmente, si la fuente sonora está contra una pared, $Q=4$, y si está en una esquina será $Q=8$.

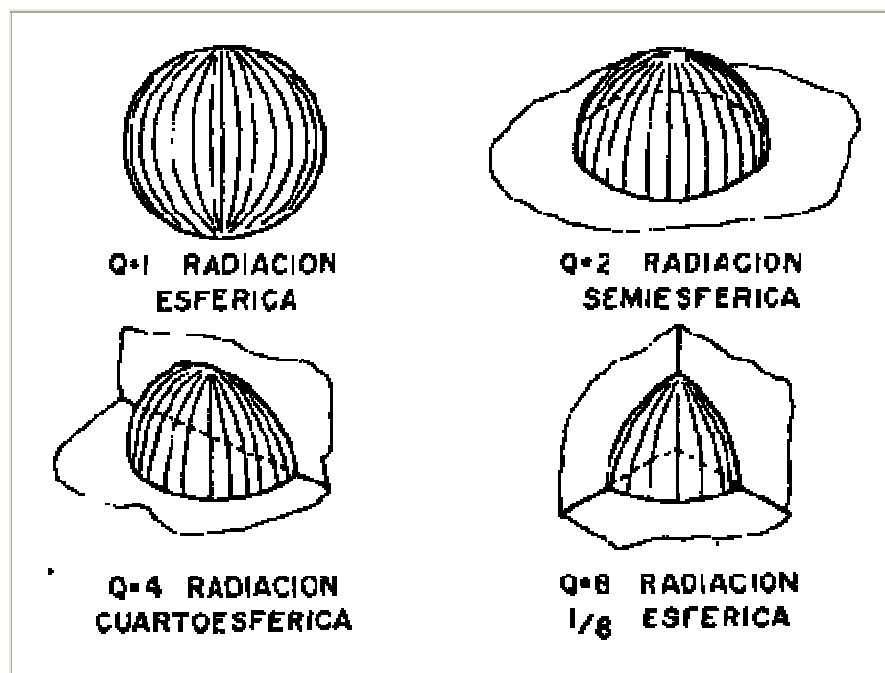


Fig. 21. Diferentes factores de directividad Q



2.12 Reflexión Acústica.

La presencia de una superficie reflectante cerca de una fuente afectará al sonido radiado y las propiedades aparentes direccionales de la fuente. De manera similar, la presencia de una superficie reflectante cerca de un receptor afectará el sonido recibido por el receptor.

En general, una superficie reflectante afectará no sólo las propiedades direccionales de una fuente, sino también a la potencia total radiada por la fuente. A Este efecto puede causar problemas bastante complicados de resolver.

Este problema se puede enfocar aplicando una simplificación al suponer que la fuente es de salida de potencia constante y no se ve afectada por las superficies reflectantes.

Para una fuente sencilla cerca de una superficie reflectante

$$W = I \frac{4\pi r^2}{Q} = p_{rms}^2 \frac{4\pi r^2}{\rho c Q}$$

Que puede escribirse en términos de niveles como:

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4\pi r^2} \right) + DI$$

Para una fuente de radiación uniforme, la intensidad, I , es independiente del ángulo de la región restringida de propagación, y el factor de directividad Q toma el valor indicado en la tabla 4:

Situación Fuente	Factor de Directividad Q	Índice de Directividad DI
Espacio libre	1	0
Centrada en una superficie plana grande	2	3
Centrada en el borde formado por la unión de dos superficies planas grandes	4	6
En la esquina formada por la unión de tres grandes superficies planas	8	9

Tabla 4. Diferentes factores de directividad Q e Índice de Directividad DI



Por ejemplo, el valor de Q para el caso de una fuente simple junto a una pared reflectante es 2, que muestra que toda la potencia de sonido se irradia en la mitad del espacio definido por la pared.

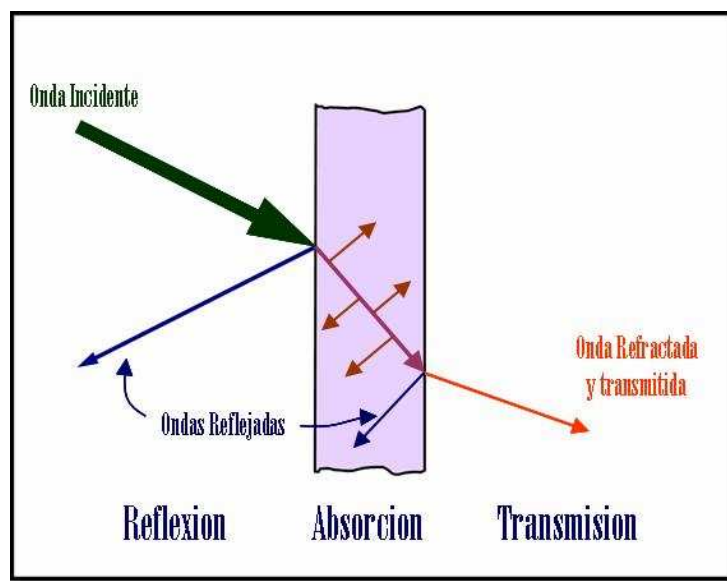


Fig. 22. Reflexión, absorción y refracción de una onda acústica

2.13 Reverberación, Eco y Resonancia del sonido.

Cuando las ondas sonoras encuentran un obstáculo, parte de la energía acústica se refleja, parte es absorbida y parte se transmite. Las cantidades relativas de la energía acústica reflejada, absorbida y transmitida en gran medida dependerán de la naturaleza del obstáculo.

Superficies diferentes tienen diferentes maneras de reflejar, absorber y transmitir una onda de sonido incidente. Una superficie dura, compacta y lisa reflejará mucha más y absorberá mucha menos energía acústica que una superficie porosa y suave.

Si las superficies del contorno de una habitación cerrada están formadas por un material que refleja el sonido incidente, el sonido producido por una fuente en el interior de la habitación rebotará de una pared a otra, dando origen a un sonido reflejado.

Cuanto mayor sea la proporción del sonido incidente mayor será la contribución del sonido reflejado para aumentar el nivel de presión acústica de en un espacio cerrado. Este efecto de reflexión del ruido continuará incluso después de que la fuente de ruido se haya apagado. Este fenómeno se denomina reverberación y el espacio donde ocurre se llama un campo de sonido reverberante, donde el nivel de ruido depende no sólo de la potencia acústica radiada, sino también en el tamaño de la habitación y las propiedades de absorción acústica de los límites.



2.13.1 La Reverberación del sonido.

Es la persistencia del sonido dentro de un recinto, debido a la reflexión de las ondas sonoras, cuando la onda reflejada llega al oído, con una diferencia de menos de 0.1 segundos con respecto a la onda directa, interpretándola como si fuese la misma onda con una duración superior.

Debido a la gran importancia de la reverberación acústica, sobretudo en el terreno de la legibilidad de las palabras y, en consecuencia de la comunicación entre personas, abordaremos esta tema más adelante con mayor profundidad, cuando hablemos de los diferentes tipos de campos acústicos.

2.13.2 El eco.

Es la percepción del oído de una onda reflejada, con una diferencia de más de 50 milisegundos (ms) con respecto a la onda directa, interpretándola como si fuesen dos ondas sonoras diferentes.

Este fenómeno es contraproducente para la obtención de una buena inteligibilidad de la palabra, ya que ésta es percibida como una repetición del sonido directo (suceso discreto).

El retardo de 50 ms equivale a una diferencia de caminos entre el sonido directo y la reflexión de, aproximadamente, 17 metros.

Todas las reflexiones acústicas que llegan a un oyente dentro de los primeros 50 ms desde la llegada del sonido directo son integradas por el oído humano y, en consecuencia, su percepción no es diferenciada respecto al sonido directo.

En la figura 23 se ofrece una representación gráfica de este efecto:

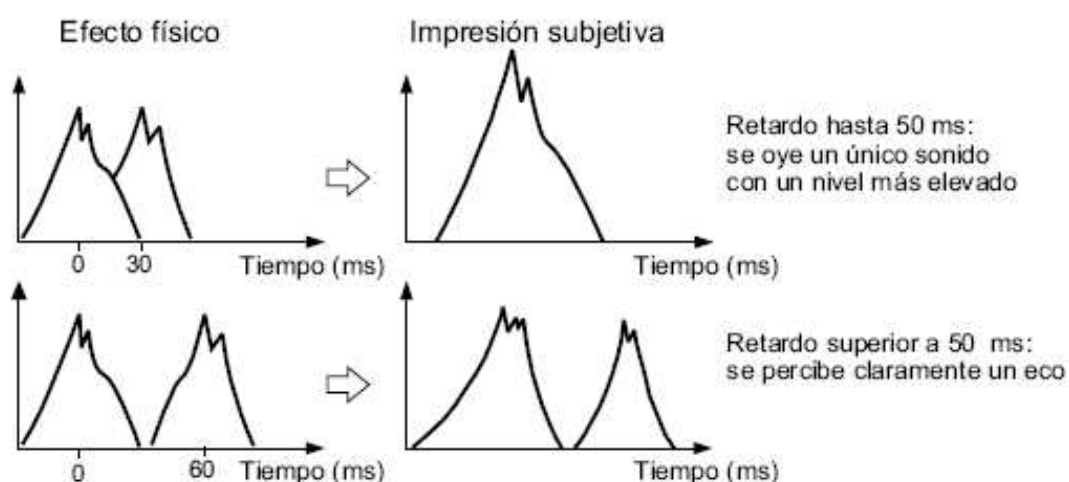


Fig. 23. Superposición de sonidos con diferentes retardos y su correspondiente respuesta subjetiva asociada



De forma más precisa, en la figura ofrecida a continuación, se muestran las cuatro zonas características por lo que a relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra se refiere.

En el eje de abscisas se indica el retardo temporal entre la reflexión (sonido retardado) y el sonido directo, mientras que en el eje de ordenadas aparece la diferencia de niveles entre ambos sonidos.

La curva de separación entre las cuatro zonas es sólo aproximada:

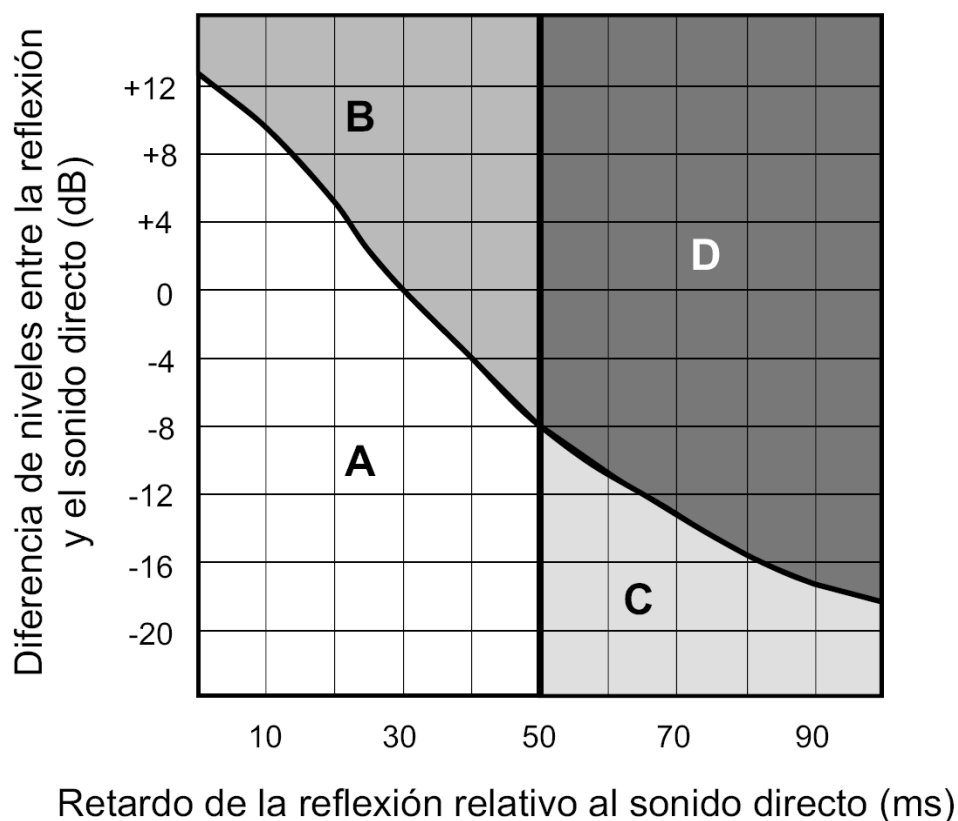


Fig. 24. Relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra (zonas características)

a) Zona A

La reflexión llega antes de los 50 ms: el oído integra la reflexión y se produce un aumento de inteligibilidad y de sonoridad.

En la figura 25 se representa una curva de decaimiento energético ETC donde se observa la existencia de una reflexión perteneciente a la indicada como zona A.

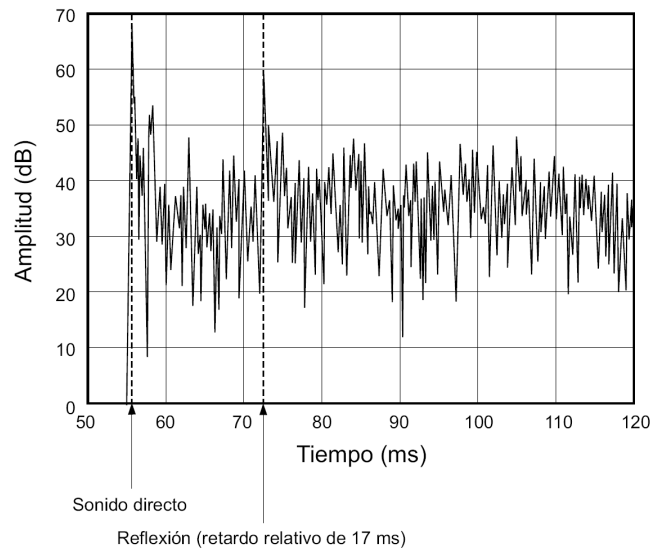


Fig. 25. Curva energía-tiempo ETC mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión significativa beneficiosa para la inteligibilidad acústica

b) Zona B

La reflexión llega antes de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: el oído integra la reflexión, pero se produce un desplazamiento de la localización de la fuente sonora, generadora del sonido directo, hacia la superficie generadora de la reflexión (“image shift”).

En la figura 26 se representa una curva de decaimiento energético ETC donde se aprecia la existencia de una reflexión perteneciente a la mencionada zona B.

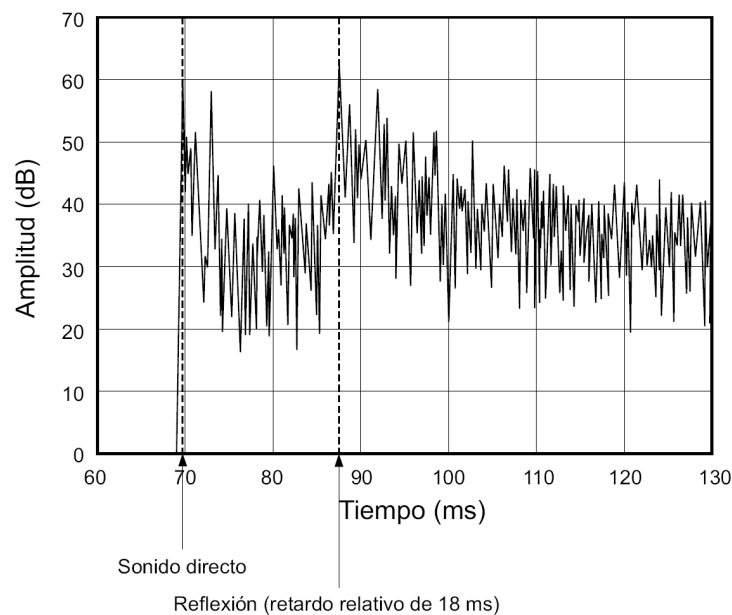


Fig. 26. Curva energía-tiempo ETC mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión significativa causante de una falsa localización de la fuente sonora.



c) Zona C

La reflexión llega después de los 50 ms: la reflexión no es perjudicial para la inteligibilidad debido a que su nivel relativo es suficientemente bajo.

d) Zona D

La reflexión llega después de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: la reflexión es percibida como un eco y se produce una pérdida de inteligibilidad.

En la figura 27 se representa una curva de decaimiento energético ETC donde aparece una reflexión perteneciente a dicha zona D.

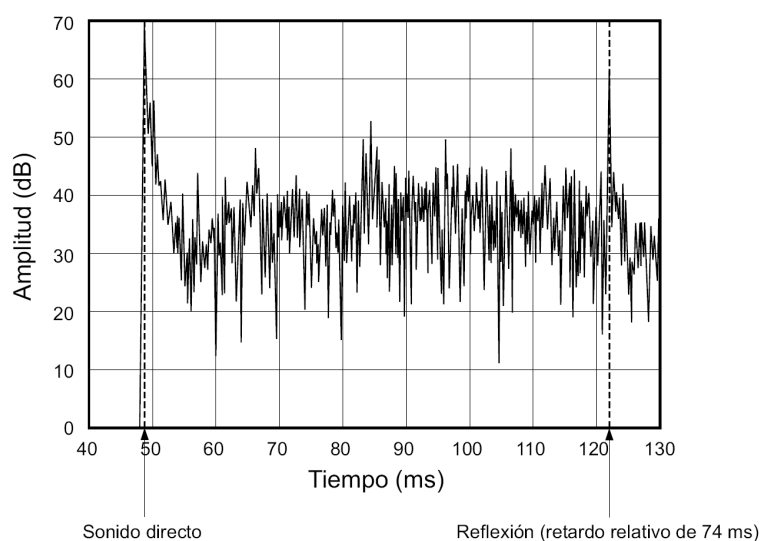


Fig. 27. Curva energía-tiempo ETC mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión significativa causante de eco

2.13.2.1 Eco flotante.

El eco flotante (“flutter echo”) es un tipo particular de eco que consiste en la repetición múltiple, en un breve intervalo de tiempo, de un sonido generado por una fuente sonora, y aparece cuando ésta se sitúa entre dos superficies paralelas, lisas y muy reflectantes (En las figuras siguientes - Fig. 28 y 29 - se observa este fenómeno).

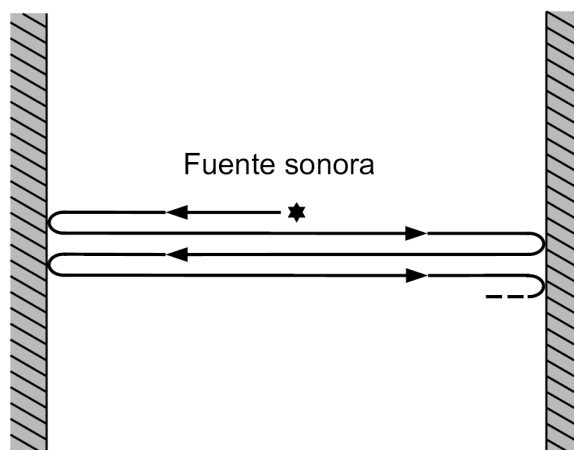


Fig. 28. Eco Flotante entre 2 superficies lisas muy reflectantes

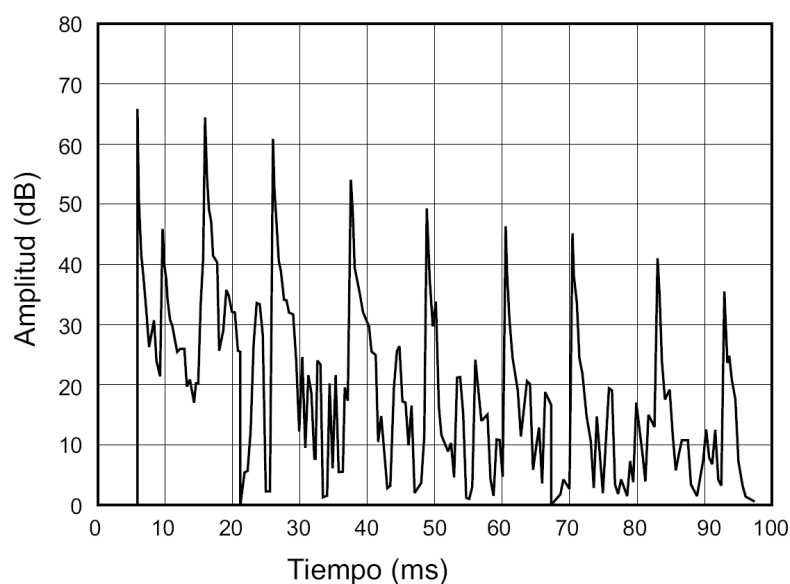


Fig. 29. Curva energía-tiempo ETC ilustrativa de la existencia de eco flotante

El efecto de este fenómeno es muy molesto, ya que se genera una onda sonora “estática” que se repite periódicamente en el tiempo haciendo difícil la legibilidad de las palabras, degradando, enormemente, el confort acústico de un local.

2.13.3 La Resonancia sonora.

Es el fenómeno que ocurre cuando el material sobre el que incide la onda sonora, entra en vibración con una frecuencia coincidente o múltiplo de la frecuencia incidente. Este fenómeno es muy peligroso, ya que no solamente causa ruido, sino que también puede causar daños estructurales como grietas y rotura de objetos, debido a la vibración que genera.

Cuando las superficies tienden a ser menos reflexivas y más absorbentes ante la incidencia de la energía acústica, el ruido reflejado decrece y la si-



tuación tiende a un "campo libre" condición donde el sonido significativo sólo es el sonido directo.

Si cubrimos totalmente los límites de un espacio confinado con materiales que tienen un coeficiente de absorción muy alto, es posible conseguir que las características de propagación del sonido sean similares a las condiciones de propagación en campo libre.

Este tipo de espacios se llaman cámaras anecoicas, y las cámaras de este tipo se utilizan para la investigación acústica y medidas de potencia acústica.



Fig. 30. Cámara anecoica

En la práctica, existe siempre una cierta absorción a cada reflexión y la mayoría de los espacios de trabajo, por lo tanto, se puede considerar como semi-reverberante.

El fenómeno de la reverberación tiene poco efecto en la zona muy cerca de la fuente, donde el sonido directo domina. Sin embargo, lejos de la fuente y, a menos que las paredes sean muy absorbentes, el nivel de ruido se verá muy influenciado por su reflexión (sonido indirecto).

El nivel de presión acústica en una sala puede ser considerada como una combinación del campo directo (sonido radiada directamente de la fuente antes de someterse a una reflexión) y el campo reverberante (mezcla que ha sido reflejada desde una superficie al menos una vez con el sonido directo original de la fuente) y para una habitación en la que una de sus dimensiones es menor de cinco veces la otra dos, el nivel de presión sonora generada a una distancia "r" de una fuente de acústica produce un nivel de potencia acústica que se puede calcular con la siguiente expresión ya indicada en el apartado 2.8 y que recordamos aquí:



$$L_p = L_w + 10 \cdot \lg(\Phi / (4\pi r^2) + 4/A)$$

Siendo:

L_p = Nivel de presión sonora medida a “r” de la fuente, en dB

L_w = Nivel de potencia sonora de la fuente en dB

r = Distancia a la fuente sonora en m

A = Área absorbente en m^2 ($A = \sum \alpha_i \cdot S_i$)

α_i = Coeficiente de absorción del material sobre el que incide la onda sonora

S_i = Superficie del material absorbente en m^2

Φ = Directividad de la fuente sonora (1 si es radiación esférica, 2 si es media radiación esférica, 3 si es un cuarto de radiación esférica y 4 si es un octavo de radiación esférica)

2.14 Tiempo de Reverberación (T_r).

Se define como el tiempo en segundos que tarda una señal acústica desde que deja de emitirse, hasta que su nivel de presión sonora disminuya 60 decibelios para una frecuencia dada.

$$T_r = 0.161 \cdot V / \sum (\alpha_i \cdot S_i) \quad (\text{Fórmula de Sabine})$$

Donde:

T_r = Tiempo de reverberación

V = Volumen del local en m^3

α_i = coeficiente de absorción de la pared

S_i = Superficie de la pared en m^2

Esta expresión se denomina fórmula de Sabine. En honor al El físico Wallace Clement Sabine que la desarrolló para calcular el tiempo de reverberación de un recinto en el que el material absorbente está distribuido de forma uniforme. La fórmula relaciona este tiempo con el volumen de la sala (V), la superficie del recinto (A) y la absorción del sonido total (α).

Este índice es muy útil para evaluar la “calidad acústica” de un local y se hablará con mayor amplitud de él más adelante.

Cuando las paredes de un local tienen materiales muy reflectantes, los tiempos de reverberación son muy elevados, siendo su calidad acústica mala, con lo que la comunicación en estos espacios es difícil. Para mejorar la calidad acústica del local, deberán emplearse materiales absorbentes.

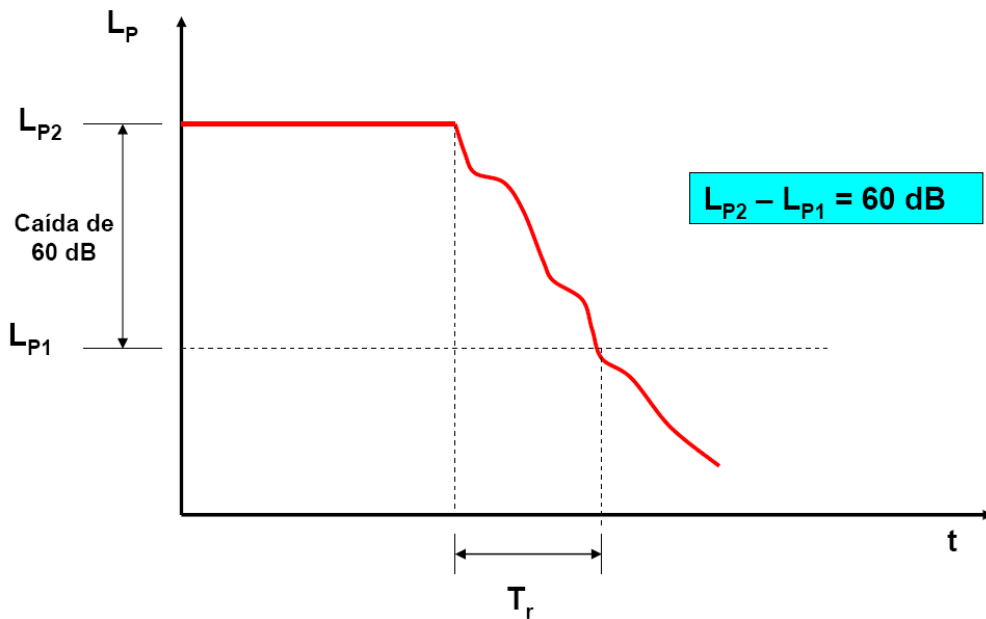


Fig. 31. Tiempo de reverberación

2.15 Campo Acústico Global.

Cuando una fuente sonora emite energía, las ondas sonoras producidas se propagan radialmente en todas las direcciones a partir de ella, y cuando encuentran un obstáculo (superficies), cambian su dirección, es decir, se reflejan, absorben y difractan:

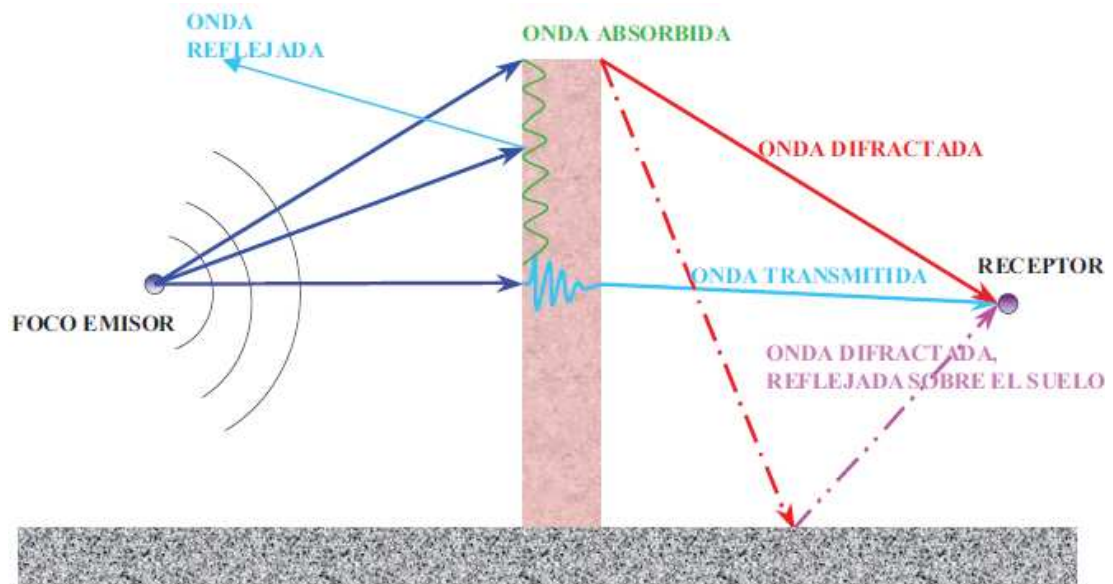


Fig. 32. Efecto de los obstáculos en la propagación del sonido

En la figura 33 se presenta el fenómeno de la reflexión de las ondas originadas en la fuente sonora real S, sobre una pared plana, siendo S' la fuente sonora imaginaria.



Las líneas curvas representan un tren de ondas difundiéndose en las direcciones indicadas por las flechas continuas, mientras que las discontinuas indican el comportamiento de las ondas una vez reflejadas en la pared.

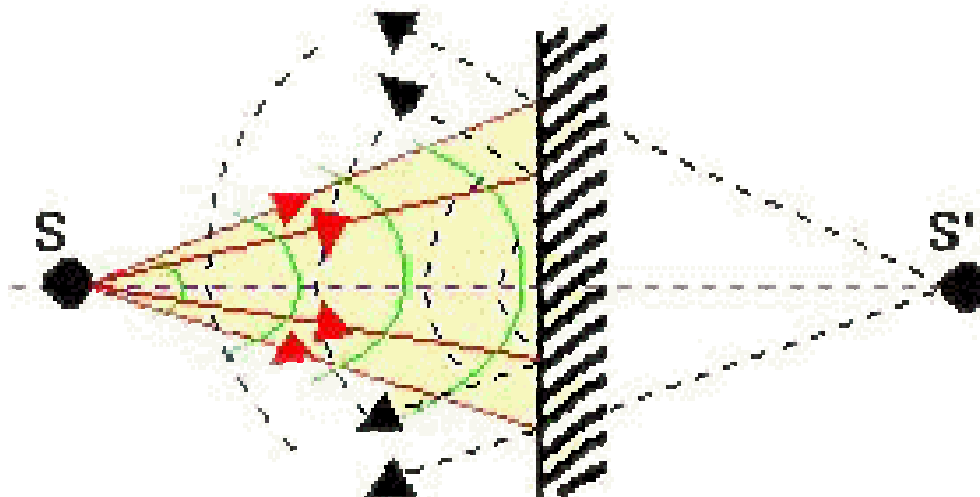


Fig. 33. Reflexión acústica contra un obstáculo

Según se aprecia en esta figura, la reflexión del sonido en una pared parece que lo hace como si procediera de la fuente sonora imaginaria S' .

Si la superficie reflectante es completamente impermeable al aire y perfectamente rígida, no habrá pérdida de energía en cada reflexión y la onda reflejada producirá la misma presión acústica en un punto dado, que la que se originaría si la fuente sonora imaginaria tuviese la misma potencia acústica de salida que la fuente sonora real.

No existe, sin embargo, una superficie física que sea un reflector perfecto, sino que o bien se pondrá en movimiento por efecto de la onda incidente, o si tiene estructura porosa, permitirá la propagación de las ondas en el interior del cuerpo material.

Si sucede cualquiera de estos dos procesos, las ondas reflejadas tendrán menos energía que las ondas incidentes, diciéndose que parte de la energía incidente es absorbida por la superficie.

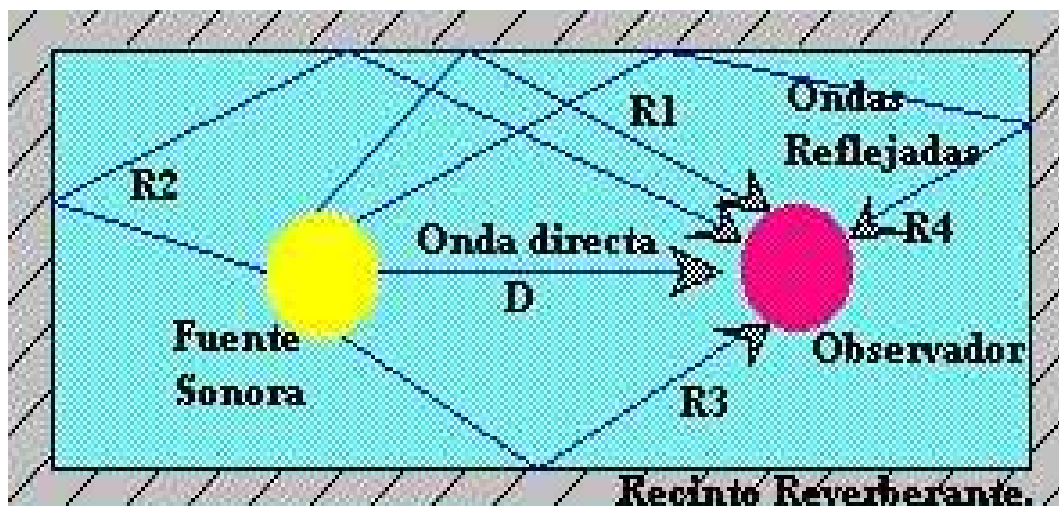


Fig. 34. Reflexión acústica entre dos Puntos

Los **materiales absorbentes** sonoros son aquellos que reducen el nivel de energía sonora de las múltiples reflexiones que persisten en el tiempo en un local.

En un recinto con una fuente sonora puntual, si sus paredes laterales, suelo y techo son parcialmente reflectantes, el campo sonoro dentro del recinto estará formado por dos partes:

1ª Parte: El sonido directo D que va desde la fuente al observador, siendo el mismo que bajo las condiciones de campo libre.

2ª Parte: Los sonidos reflejados R1, R2,, que van desde la fuente al receptor después de una o más reflexiones en las superficies.

De acuerdo con lo expuesto, el campo sonoro se determina a partir, tanto de la potencia acústica de la fuente, así como de las propiedades reflectantes de las superficies del recinto.

Desde el punto de vista de percepción auditiva, lo más interesante son las características particulares de la audición, es decir, la capacidad del oído para recibir secuencias de impulsos sonoros (así como la capacidad del propio cerebro para interpretar dichos impulsos sonoros), y sumar su energía evitando que el intervalo entre los impulsos no exceda de un determinado tiempo.

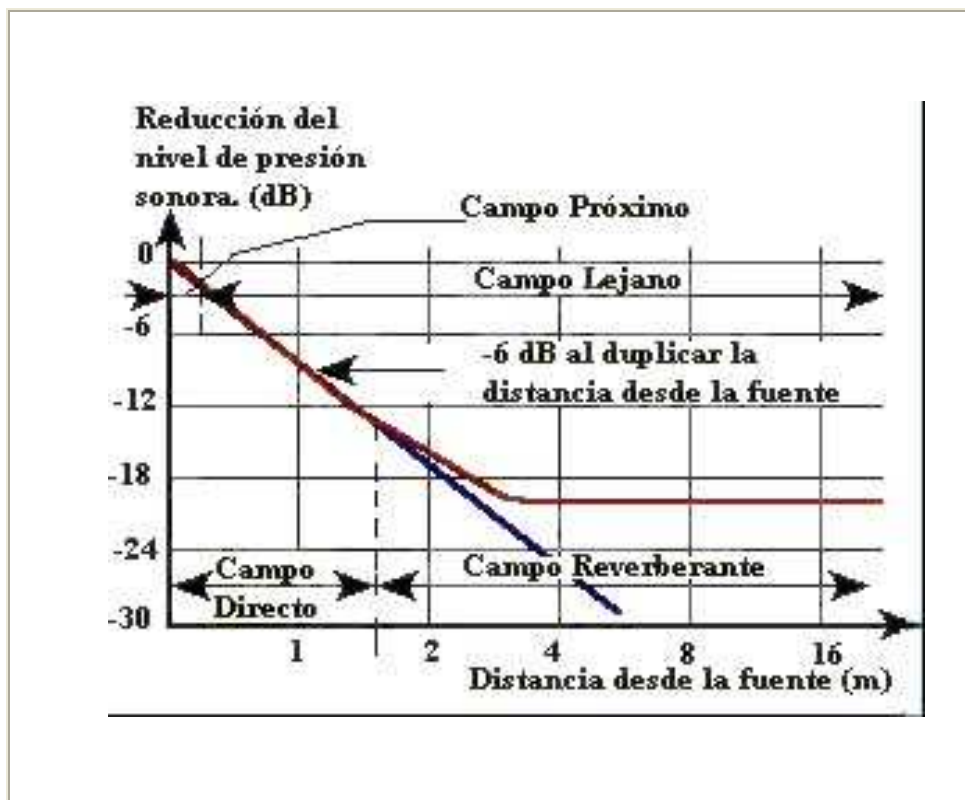


Fig. 36. Diagrama de llegada de las ondas sonoras directa y reflejadas al observador.

En la figura 36, se observa cómo llega al receptor primero el sonido directo D, en el gráfico de tiempos, recibándose posteriormente en el tiempo las reflexiones R1, R2, etc.

Como se puede observar en este diagrama, el sonido directo llega antes de todas las reflexiones, ya que viaja por el camino más corto, después de un tiempo mínimo de separación entre la señal directa y la primera reflexión, inmediatamente después llegan la segunda, tercera y demás reflexiones.

Si la separación en tiempo entre la llegada de la señal directa y la primera reflexión supera un cierto tiempo, aparecerá el **fenómeno del eco**, ya que el oído no es capaz de sumar las dos señales, sino que las diferencia, lo que supone un fallo acústico.

La naturaleza del campo sonoro global que rodea a una fuente en un recinto está formada por el campo sonoro directo o libre y por el campo sonoro reverberante. La inmediata vecindad a la fuente sonora se conoce como **campo próximo**. La dimensión de este campo es difícil de definir, ya que depende de muchos factores, tales como la frecuencia, dimensiones de la fuente y fases de las superficies radiantes.

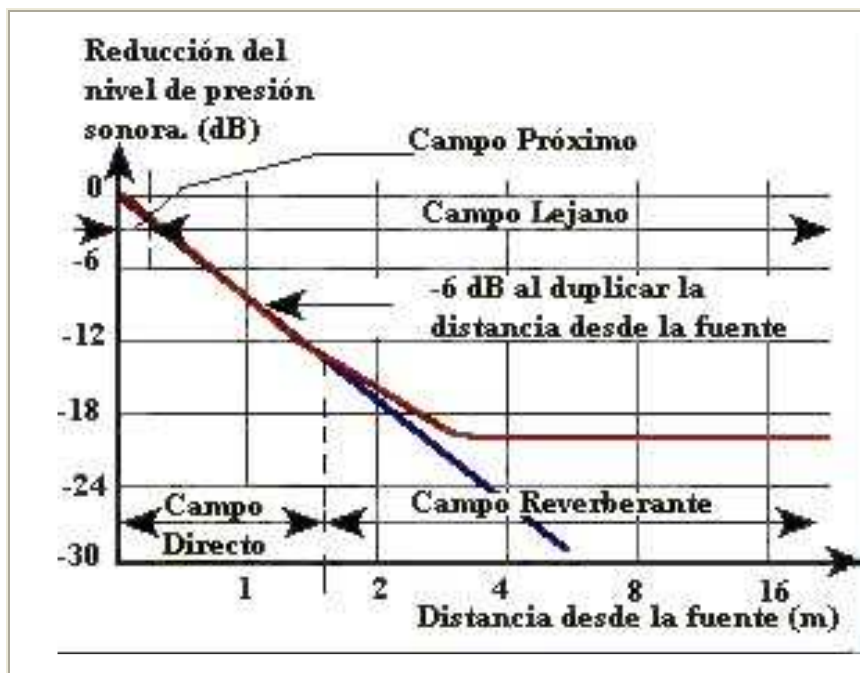


Fig. 37. Descripción del campo sonoro que rodea a una fuente en un recinto reverberante.

En la región conocida como **campo lejano**, el nivel de presión sonora disminuye 6 dB cada vez que la distancia entre la fuente y el punto de observación se duplica, actuando como en el espacio libre.

Si la fuente sonora radia en un recinto reverberante, se crea un campo reverberante, que se superpone al campo lejano creado por la fuente, y que puede hacer desaparecer al mismo.

El campo reverberante se denomina **campo difuso**, si cumple las siguientes proposiciones:

- 1.- Las ondas reflejadas llegan a todos los puntos en el interior del recinto desde diferentes direcciones, siendo todas ellas igualmente probables.
- 2.- La energía sonora en un punto del espacio se obtiene sumando aritméticamente los valores medios de las energías de todas las reflexiones que pasan a través de dicho punto.
- 3.- La densidad de energía en un instante de tiempo es la misma en cualquier punto del recinto.

2.16 Niveles de Vibración y Transmisibilidad de Vibraciones.

Los niveles de vibración son análogos a los niveles de presión del sonido. El nivel de vibración (en decibelios) se define por la expresión:



$$L_a = 10 \log \left[\left(\frac{a}{a_{\text{ref}}} \right)^2 \right]$$

Donde “a” es el nivel absoluto de la vibración y “a_{ref}” es la vibración de referencia que tiene el valor de $G \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ (siendo G la aceleración de la gravedad 9.81 m/s^2)

La amplitud de las vibraciones se puede definir de tres maneras distintas: pico a pico (pp), pico (p) o media cuadrática (RMS), estando relacionadas de la siguiente forma:

Valor RMS = 0,707 x pico
Valor Medio = 0,637 x pico
Valor RMS = 1.11 x valor medio
Valor pico a pico = 2 x pico

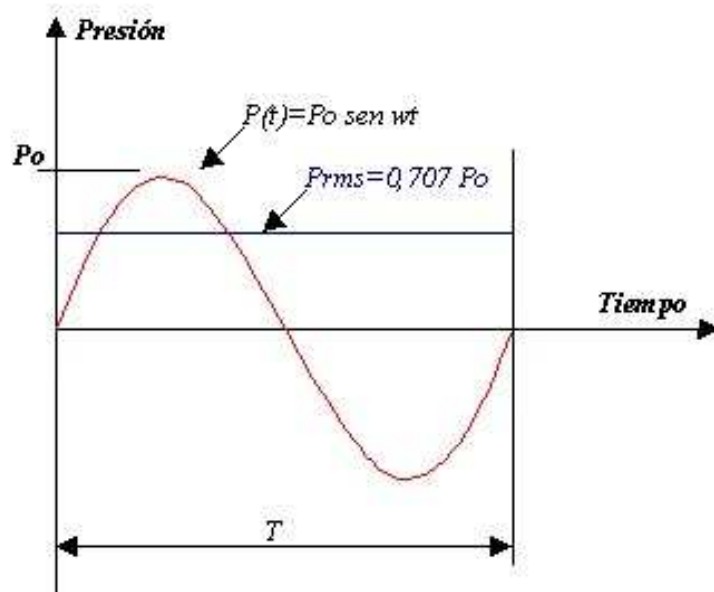


Fig. 38. Presión cuadrática media

Además vibración se puede medir con tres magnitudes diferentes; aceleración, velocidad y el desplazamiento.

Para la vibración armónica simple en una sola la frecuencia de la velocidad y el desplazamiento se pueden relacionar con la aceleración por:

$$\begin{aligned} \text{Velocidad} &= \text{aceleración} / (2\pi f) \\ \text{Desplazamiento} &= \text{aceleración} / (2\pi f)^2 \end{aligned}$$

Donde f es la frecuencia de la vibración en hertzios (ciclos por segundo). Para cada banda de octava

Las Vibraciones son los principales generadores de ruido, muy especialmente en buques y es muy importante proveer de los medios necesarios pa-



ra atenuar y controlar, en la mayor medida posible, su aparición y propagación por la estructura.

Cuando se instala cualquier maquinaria o elemento susceptible de provocar vibraciones estructurales en un entorno local, es importante conocer cuál es la frecuencia de vibración propia de dicha maquinaria o elemento, para evitar sobreexcitarlo con frecuencias de vibración incidentes próximas a la propia (o natural) que provocarían su entrada en resonancia. Estas vibraciones generarían un fortísimo aumento de la amplitud de la vibración en el entorno de esa frecuencia y aparte de elevar considerablemente el nivel de presión sonora, podrían producir daños estructurales graves (grietas, rajaduras, rotura de cristales) o en el propio equipo resonante (roturas, averías, etc.) y daños a la salud por exposición continuada a las vibraciones.

La transmisibilidad vibracional de un elemento es la relación de la fuerza transmitida por un elemento vibrando a una estructura aislada.

Se utilizan curvas de transmisibilidad a menudo para indicar el comportamiento general de un sistema de vibración aislado.

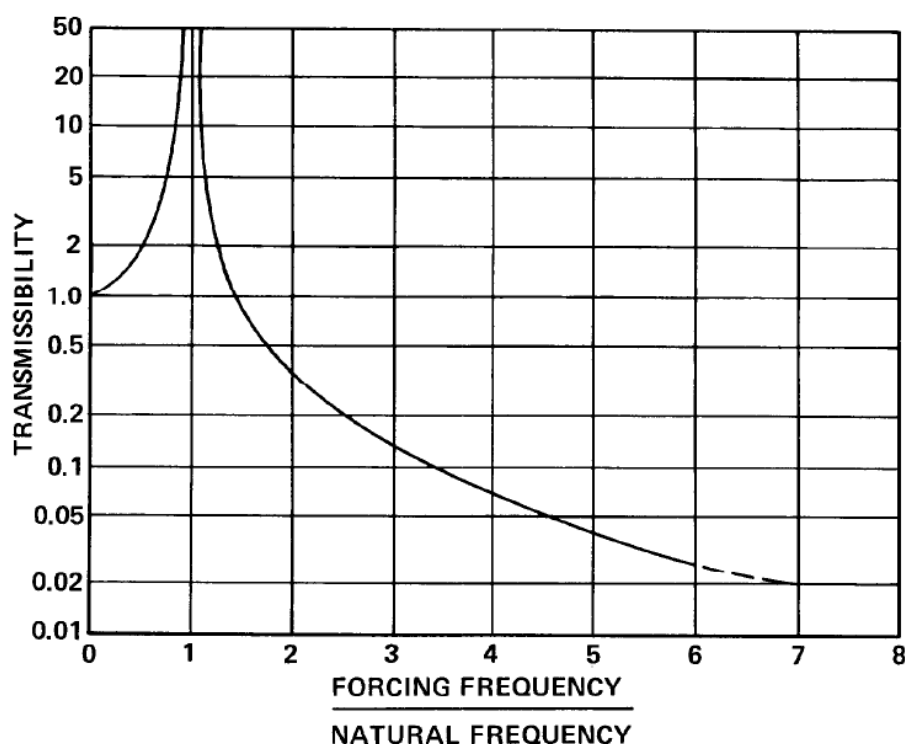


Fig. 39. Curva de transmisibilidad de un sistema sencillo con un grado de libertad

La frecuencia natural de un sistema aislado cuando está cargado puede ser tratada como un conjunto de resortes caracterizados por el coeficiente de transmisibilidad de vibraciones en función del tipo de material por el que esté compuesto (acero, neopreno, monturas, fibra de vidrio, etc.).

Cuando la relación entre la frecuencia de excitación del sistema (frecuencia de trabajo) y la frecuencia natural del mismo es menor de 1,4, la



transmisibilidad está en valores superiores a 1, que es equivalente a no disponer de ningún aislador de vibraciones.

Cuando la relación entre dichas frecuencias es igual o muy próxima a 1, es decir, cuando la frecuencia natural del sistema coincide con la frecuencia de excitación del equipo, el sistema entra en resonancia y se producirán oscilaciones violentas, que pueden causar fallos estructurales y daños al propio equipo graves, a menos que el sistema disponga de un amortiguador o algún mecanismo inhibidor de vibraciones. Generalmente, el sistema excitado pasa muy rápido por el punto de resonancia y no suele ser peligroso (es típico de los procesos transitorios de encendido y apagado). Sin embargo, para los equipos y maquinarias grandes y pesadas que van subiendo poco a poco la velocidad o se producen bajadas lentas de la misma, este es un problema especial que se debe estudiar detenidamente y neutralizar de forma adecuada.

Para frecuencias de trabajo mayores, la relación entre frecuencias de excitación y propia supera 1,4 y el sistema comienza a disminuir, notablemente su vibración, es decir, reduce las fuerzas transmitidas al suelo o a su estructura de apoyo. Cuanto mayor sea la proporción de frecuencias, más eficaz será el aislamiento antivibratorio.

Frec. de Trabajo / Frec Natural	Grado de aislamiento vibratorio
Por debajo de 1.4	Amplificación de la vibración. No hay aislamiento (Peligroso)
1.4 – 3	Zona de resonancia (Muy Peligroso)
3 – 6	Aislamiento Bajo
6 – 10	Razonablemente Aislado
Por encima de 10	Aislamiento Alto

Tabla 5. Eficacia del aislamiento vibratorio en función de la relación de frecuencias natural y de trabajo

2.17 Deflexión estática de un sistema.

La deflexión estática de un elemento se define como amplitud obtenida entre la diferencia desde la posición del elemento en estado de reposo y la hasta la posición del elemento en estado cargado con una carga estática perpendicular a ese punto que lo separa de su posición de equilibrio (deformándolo elásticamente).

Por ejemplo, un muelle de acero sin comprimir de 6 cm que cuando se carga con una fuerza debajo de un ventilador se comprime hasta medir 2 cm, se dice que tiene una deflexión estática de 4 cm

Los datos de deflexión estática, por lo general, vienen indicados en los catálogos de los distribuidores y fabricantes de aislamiento. Estos datos representan la rigidez de un elemento a deformarse. Por ejemplo, una rigidez de 40 Kg/cm significa que una carga de 40 kg produce una deflexión estática



de 1 cm, o que una de 80 Kg producirá una deflexión de 2 cm. La frecuencia natural de vibración de los muelles de acero y otros materiales de aislamiento se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$f_n = 1.9639 \cdot (1/SD)^{1/2}$$

Donde f_n es la frecuencia natural en Hz y SD es la deflexión estática del elemento en centímetros

Por ejemplo, supongamos que un resorte de acero colocado bajo el polín de una bomba, tiene una deflexión estática de 0.25 cm. La frecuencia natural del sistema será:

$$f_n = 1.9639 \cdot (1/0.25)^{1/2} = 3.93 \text{ Hz}$$

2.18 Frecuencia y el espectro sonoro. Bandas de octava.

Las diferentes propiedades del sonido que se acaban de definir (con excepción de la velocidad del sonido) se aplican sólo a un tono puro (una sola frecuencia). En general, los sonidos son mezclas complejas de las variaciones de presión que varían con respecto a la fase, la frecuencia y amplitud. Para tales sonidos complejos, no existe una relación matemática simple entre las diferentes características. Sin embargo, cualquier señal puede ser considerada como una combinación de un cierto número (posiblemente infinito) de ondas sinusoidales, cada una de las cuales pueden ser descritos como se describe anteriormente.

Estos componentes sinusoidales constituyen el espectro de frecuencias de la señal.

Para ilustrar la generación de onda longitudinal, así como para proporcionar un modelo para la discusión de los espectros de sonido, utilizaré el ejemplo de un pistón que vibra en el extremo de un tubo muy largo lleno de aire (Fig. 40).

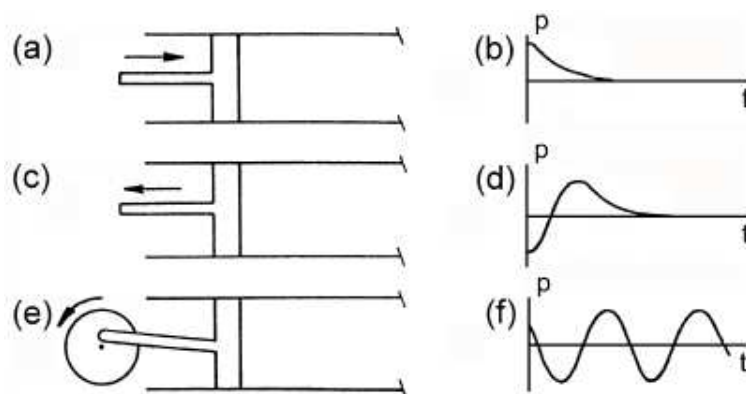


Fig. 40. Movimiento de un Pistón. Generación de ondas



En la figura (a) el pistón se mueve hacia la derecha comprimiendo el aire según se representa en la figura (b).

En la figura (c) el pistón se detiene y cambia de dirección, moviéndose a la izquierda y descomprime el aire situado delante del pistón, tal y como se representa en la figura (d).

En la (e) el pistón se mueve cíclicamente hacia atrás y adelante, produciendo compresiones y dilataciones alternantes, como se representa en la figura (f).

En todos los casos las perturbaciones se mueven hacia la derecha con la velocidad del sonido.

Como este proceso es repetitivo, las gráficas de Presión Sonora frente al Tiempo pueden representarse, esquemáticamente, de la siguiente manera:

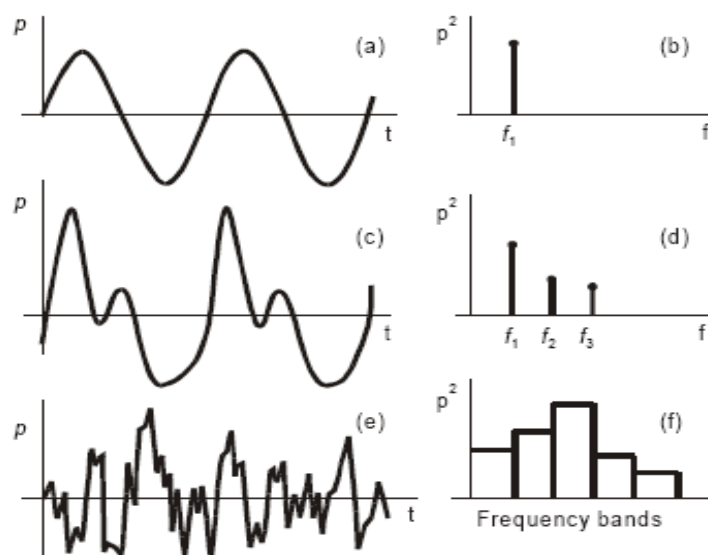


Fig. 41. Presión Sonora y frecuencia. Gráficas

En la figura (a) la perturbación varía sinusoidalmente, con el tiempo t , en una sola frecuencia f_1 , según se puede observar en la figura (b).

En la figura (C) perturbación varía cíclicamente con el tiempo t como una combinación de tres perturbaciones sinusoidales de fases y amplitudes relativas fijas. El espectro asociado combina tres ondas; cada una con su correspondientes frecuencias f_1 , f_2 y f_3 , tal y como se puede ver representado en la figura (d).

Finalmente en la figura (e), la perturbación varía con el tiempo de manera errática, con un espectro muy complejo formado por la combinación de múltiples ondas con amplitudes y frecuencias diferentes, tal y como se representa en la figura (f).

Para realizar un análisis de las frecuencias, variables en el tiempo, de un sonido complejo ha sido necesario estandarizar, dicho análisis, seleccionan-



do, solamente, una serie, normalizada y claramente definida, de bandas de frecuencia que fueran capaces de cubrir, con suficiente amplitud, del campo audible del sonido por el ser humano. Así, la Organización Internacional de Normalización ha definido una serie de bandas de frecuencia "preferidas" para la medición y el análisis de sonido.

De esta forma se ha conseguido estandarizar las diferentes frecuencias de medición de sonidos y, así, poder medirlos de forma similar y compararlos de manera directa.

El tipo de banda más ancha utilizada para el análisis de frecuencia es la banda de octava, ésta tiene el límite superior de frecuencia de banda en, aproximadamente, dos veces el límite inferior. Cada banda de octava queda definida por su "frecuencia central", siendo ésta la media geométrica de los límites de frecuencia superior e inferior de la banda.

A veces es necesario obtener, en ciertas mediciones, una información más detallada y precisa del espectro sonoro de un sonido, En estos casos se hace necesario reducir el ancho de banda de frecuencia estandarizado y, para ello, se utilizan anchos de banda más estrechos como, por ejemplo, un ancho de un tercio de octava que, como su nombre indica, son bandas de frecuencia de, aproximadamente, un tercio de la anchura de una banda de octava central normalizada.

En las dos figuras facilitadas a continuación (Fig. 42), se ilustra claramente, de forma gráfica la definición de ancho de banda de octava y de 1/3 de octava para un espectro sonoro complejo en función del tiempo.

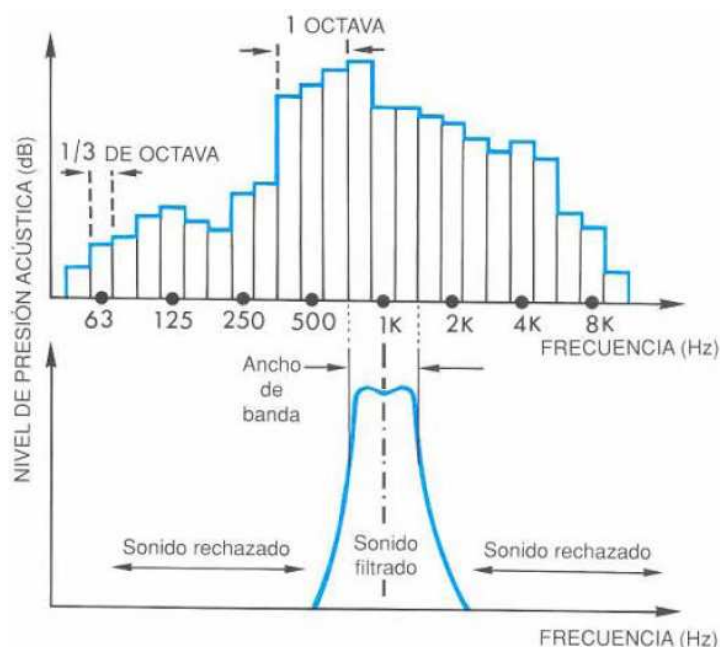


Fig. 42. Análisis en bandas de octava de un sonido complejo
Bandas de octava y un tercio de banda de octava normalizadas.



Para analizar un sonido, es básico conocer su espectro. El espectro de un sonido lo define con total precisión (de la misma forma que una huella digital define a una persona), es equivalente a su “firma de identidad” o “firma acústica”.

La acción de extraer el espectro de un sonido se denomina análisis frecuencial o espectral del sonido. El estudio de este espectro nos definirá la naturaleza del sonido: si es de baja, media o alta frecuencia, cuáles son las frecuencias predominantes en función de su amplitud, si existe alguna amplitud disparada para una o varias frecuencias particulares con respecto a las otras frecuencias, etc.

El comportamiento acústico de los materiales depende del espectro del sonido que incide sobre ellos, por lo general, los ruidos de baja frecuencia (los más graves) son, en la mayoría de los materiales, más difíciles de aislar que los de frecuencias más altas (los más agudos). En general, casi todas las técnicas y materiales utilizados para realizar un aislamiento acústico tienen mejor rendimiento cuánto más alta sea la frecuencia sonora a atenuar.

Band number	Octave band center frequency	One-third octave band center frequency	Band limits	
			Lower	Upper
14 } 15 } 16 }	31.5	25 31.5 40	22 28 35	28 35 44
17 } 18 } 19 }		50 63 80	44 57 71	57 71 88
20 } 21 } 22 }		100 125 160	88 113 141	113 141 176
23 } 24 } 25 }	250	200 250 315	176 225 283	225 283 353
26 } 27 } 28 }		400 500 630	353 440 565	440 565 707
29 } 30 } 31 }		800 1000 1250	707 880 1130	880 1130 1414
32 } 33 } 34 }	2000	1600 2000 2500	1414 1760 2250	1760 2250 2825
35 } 36 } 37 }		3150 4000 5000	2825 3530 4400	3530 4400 5650
38 } 39 } 40 }		6300 8000 10000	5650 7070 8800	7070 8800 11300
41 } 42 } 43 }	16000	12500 16000 20000	11300 14140 17600	14140 17600 22500

Tabla 6. Valores estandarizados para cada banda de octava.
Valores: máximo, mínimo, central y 1/3 de octava



2.19 Tipos de ruidos y sus características.

Los diferentes tipos de ruido existentes, podemos resumirlos en el siguiente listado:

2.19.1 Sonido constante (o estable).

Aquel cuyo nivel de presión acústica permanece esencialmente constante. Se considerará que se cumple tal condición cuando la diferencia entre los valores máximos y mínimo de L_{pA} , medido utilizando las características «SLOW» de acuerdo a la norma UNE-EN 60651:1996, es inferior a 5 dB.

Está caracterizado por tener pequeñas variaciones del valor de decibelios con el tiempo. Es típico de motores eléctricos, cajas de cambio, cintas transportadoras, etc.

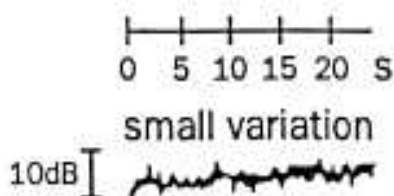


Fig. 43. Sonido constante

2.19.2 Sonido intermitente.

Caracterizado por tener variaciones del valor de decibelios de forma repetitiva en el tiempo. Es típico de compresores de aire y trabajos de máquinas, etc. que arrancan y paran de forma intermitente.

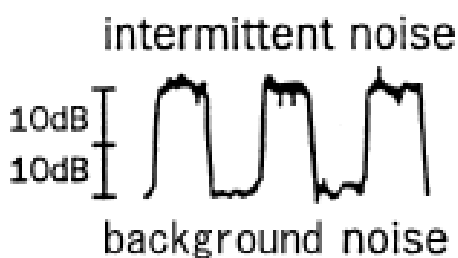


Fig. 44. Sonido intermitente

2.19.3 Sonido fluctuante periódico.

Ruido en el que el nivel de presión acústica varía continuamente, con una cadencia cíclica.



Caracterizado por tener variaciones del valor de decibelios de forma periódica en el tiempo. Es típico de líneas de producción automatizadas, funcionamiento de elementos rotativos, etc.



Fig. 45. Sonido fluctuante

2.19.4 Sonido fluctuante irregular.

Ruido en el que el nivel de presión acústica varía continuamente, de una manera aleatoria.

Caracterizado por tener variaciones del valor de decibelios de forma anárquica, no periódica en el tiempo. Es típico de trabajos manuales, trabajos de molido, soldadura, montajes de piezas. Etc.

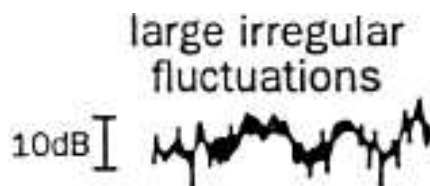


Fig. 46. Sonido fluctuante irregular

2.19.5 Sonido de impulsos repetitivos:

Su nivel de presión acústica sufre ascensos bruscos, con una duración total del impulso menor de un segundo, siendo el tiempo transcurrido entre máximos, igual o superior a un segundo.

Caracterizado por tener similares variaciones altas del valor de decibelios en un espacio de tiempo muy pequeño de forma repetitiva. Es típico de prensas automáticas, remachadoras, máquinas neumáticas, etc.

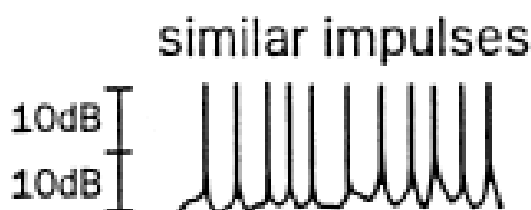


Fig. 47. Sonido de impulsos repetitivos



2.19.6 Sonido de impulsos aislados.

Caracterizado por tener similares variaciones altas del valor de decibelios en un espacio de tiempo muy pequeño de forma aislada. Es típico trabajos de martillo con un único impulso de golpe, trabajos de golpeo manual, punzonadoras, armas de fuego, etc.

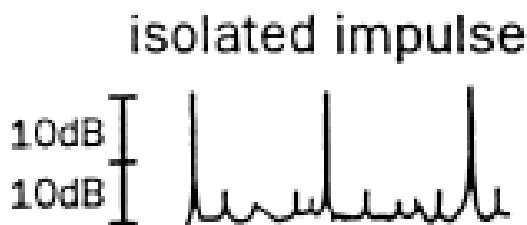


Fig. 48. Sonido de impulsos aislados

2.19.7 Ruido Blanco.

Es un ruido patrón caracterizado por el incremento paulatino de 3 decibelios cada vez que cambiamos de banda de octava.

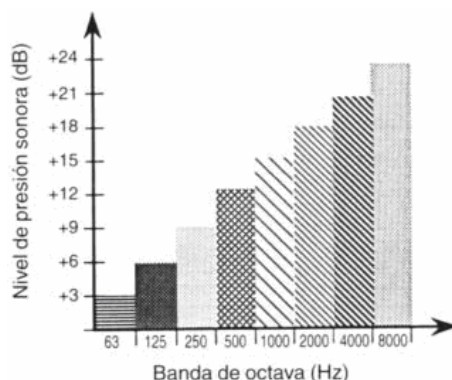


Fig. 49 .Ruido Blanco

2.19.8 Ruido Rosa.

Es un ruido patrón caracterizado tener el mismo nivel de presión sonora en todas las bandas de octava. Este tipo de ruido se utiliza en laboratorios y para realizar medidas de aislamientos.

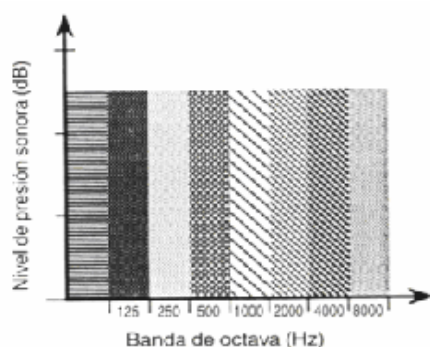


Fig. 50. Ruido Rosa



2.20 Sensación y percepción sonora.

Para el estudio y establecimiento de criterios de ruido, no sólo deben ser consideradas las características físicas del ruido, sino también la forma en que el oído humano responde a las mismas.

La respuesta del oído humano al sonido (o ruido en caso de que la percepción del sonido sea considerada desagradable por el individuo que lo recibe) depende tanto de la frecuencia del sonido como del nivel de presión acústica existente en el ambiente para un ser humano joven, normal y saludable.

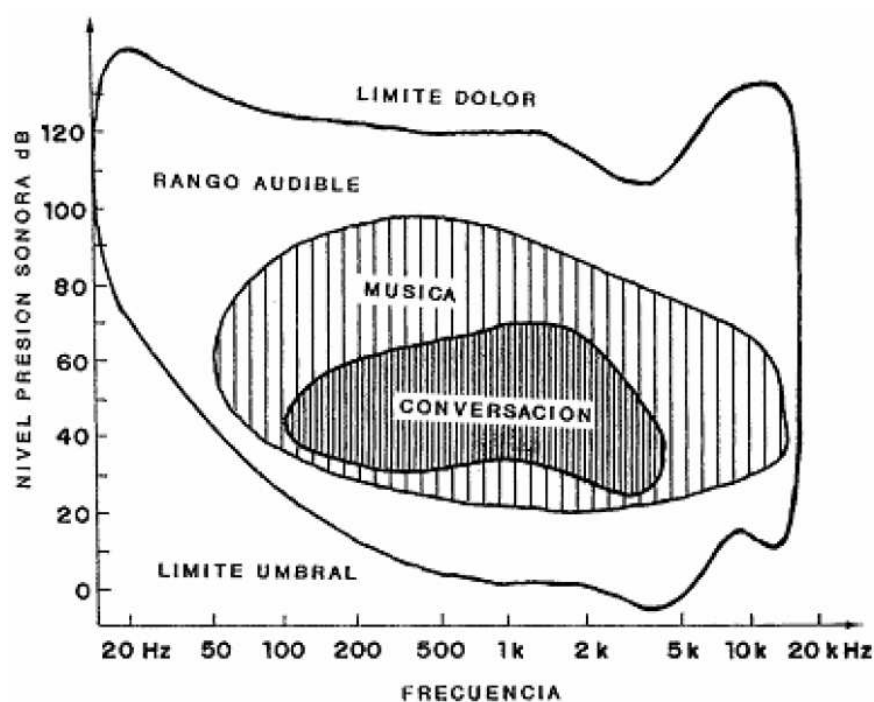


Fig. 51. Rango de frecuencias audibles por el ser humano

Los seres humanos, somos capaces de detectar con nuestro oído sonidos con frecuencias de 20 Hz a 20.000 Hz. En función de la frecuencia de emisión de los sonidos, éstos se pueden ser más o menos perjudiciales para la salud del receptor según estos criterios:

a.- Los sonidos caracterizados por las frecuencias entre 1 y 20 Hz se denominan infrasonidos y no se consideran perjudiciales a niveles inferiores a 120 dB.

b.- Los sonidos caracterizados por las frecuencias superiores a 20.000 Hz se denominan ultrasonidos y no se consideran perjudiciales a niveles inferiores a 105 dB.



c.- Los sonidos más perjudiciales son los generados dentro del rango de audición necesario para comprender el lenguaje situado entre 500 Hz y 2000 Hz de frecuencia.

d.- El umbral de audición se define como el nivel de un sonido en el que, bajo unas condiciones especificadas, una persona da el 50% de respuestas correctas al realizar un test de audición.

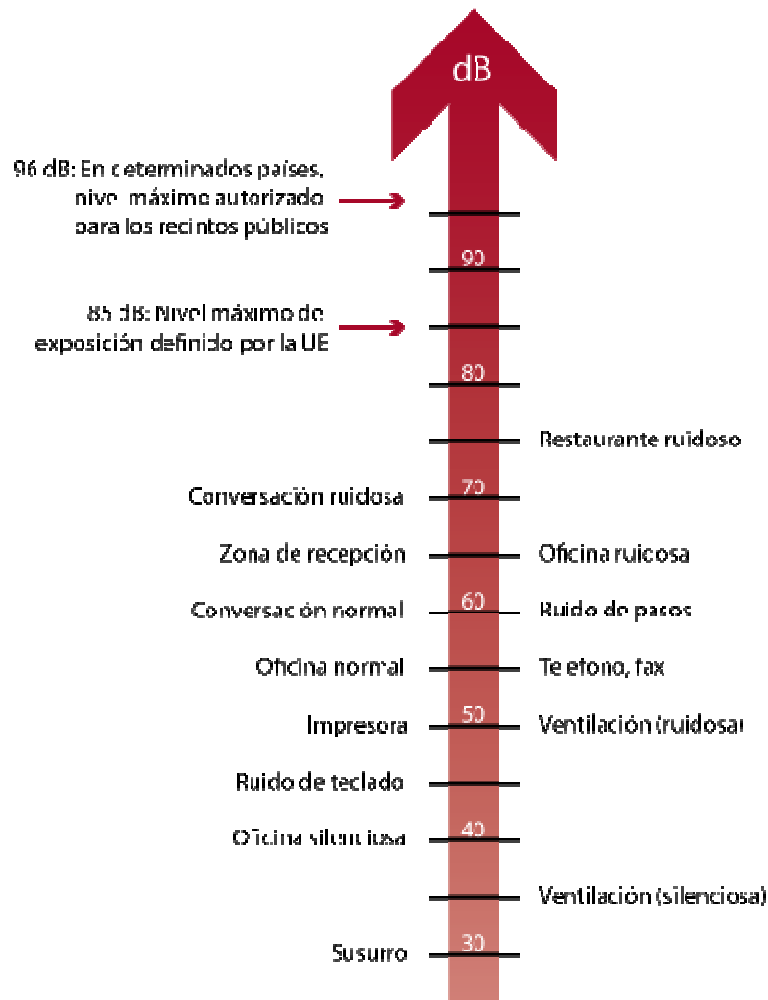


Fig. 52. Ejemplos de diferentes niveles de presión sonora

En el umbral de la audición, el ruido es suficientemente "fuerte" como para ser detectada por el oído humano. Por encima de este umbral, el grado de intensidad es una interpretación subjetiva del nivel de presión de sonido o la intensidad del sonido.

El concepto de sonoridad es muy importante para la evaluación de la exposición al ruido. El oído humano tiene diferentes sensibilidades a diferentes frecuencias, puede ser sensible a las frecuencias extremadamente altas y extremadamente bajas.

Por ejemplo, un tono puro de 1.000 Hz con nivel de intensidad de 40 dB generará una impresión en un oído humano mayor que la generada por un



tono puro de 80 Hz con 50 dB. De la misma forma, un tono de 1000 Hz a 70 dB generaría una impresión subjetiva al oído humano idéntica a la de un tono de 50 Hz a 85 dB.

El nivel de presión acústica en un recinto depende de la potencia de emisión de la fuente sonora, de la configuración del recinto y de la cantidad y calidad de las superficies absorbentes y/o reflectantes que conforman dicho recinto.

En la tabla 7 se muestra la percepción subjetiva, por parte del oído humano, de distintos cambios de nivel de presión sonora y se observa que una reducción en la energía del sonido que suponga una caída de 3 dB es apenas perceptible para un oído normal.

Cambio en el cambio de nivel de sonido (dB)	Disminución de potencia Acústica	Aumento de potencia Acústica	Percepción del oído humano
3	1/2	2	Apenas perceptible
5	1/3	3	Claramente perceptible
10	1/10	10	La mitad o el doble de fuerte
20	1/100	100	Mucho más suave o mucho más fuerte

Tabla 7 Percepción sonora del oído humano a los cambios de presión sonora

El nivel de sonoridad se expresa en PHONS, que tienen el mismo valor numérico que el nivel de presión sonora para la frecuencia de 1000 Hz.

Podemos clasificar la intensidad de los sonidos "de igual sonoridad en sus límites" con las siguientes curvas realizadas a través de experimentos psicoacústicos. Estas curvas tienden a ser más aplanadas al aumentar el nivel de sonoridad.

Las unidades utilizadas para marcar los contornos de igual sonoridad en la figura se llaman PHONS. Las líneas de la gráfica se construyen de manera que todos los tonos de la misma cantidad de PHONS suenen igual de alto.

La escala phon se elige de manera que, a 1 kHz, el número de PHONS es igual al nivel de presión acústica.

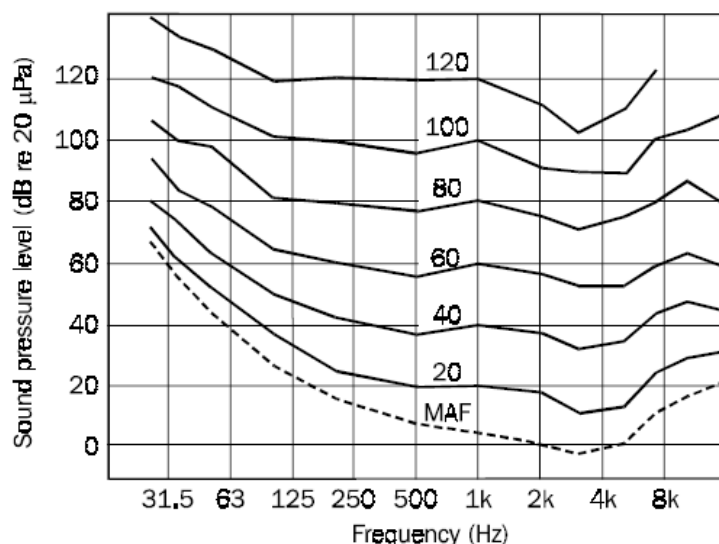


Fig. 53. Curvas isophones para diferentes niveles de presión sonora

Por ejemplo, de acuerdo con la figura un tono Hz 31,5 de 50 PHONS suena igual de fuerte que un tono de 1000 Hz de 50 PHONS, aunque el nivel de presión del sonido en esta frecuencia tan baja es 30 dB superior.

Los seres humanos somos bastante "sordos" a la hora de percibir las frecuencias más bajas.

<u>Nivel dB</u>	<u>Ambiente Típico</u>	<u>Sensación Subjetiva</u>
140	Despegue avión	Intolerable
120	Sala máquinas buque	
100	Prensas automáticas	Muy ruidoso
80	Calle Tráfico pesado	Ruidoso
60	Restaurante	
40	Area Residencial noche	Poco ruidoso
20	Estudio TV	Silencioso
0	Umbral audición	

Tabla 8. Ejemplos de percepción sonora para un oído humano expuesto a diferentes niveles de presión acústica



Los sonidos cotidianos

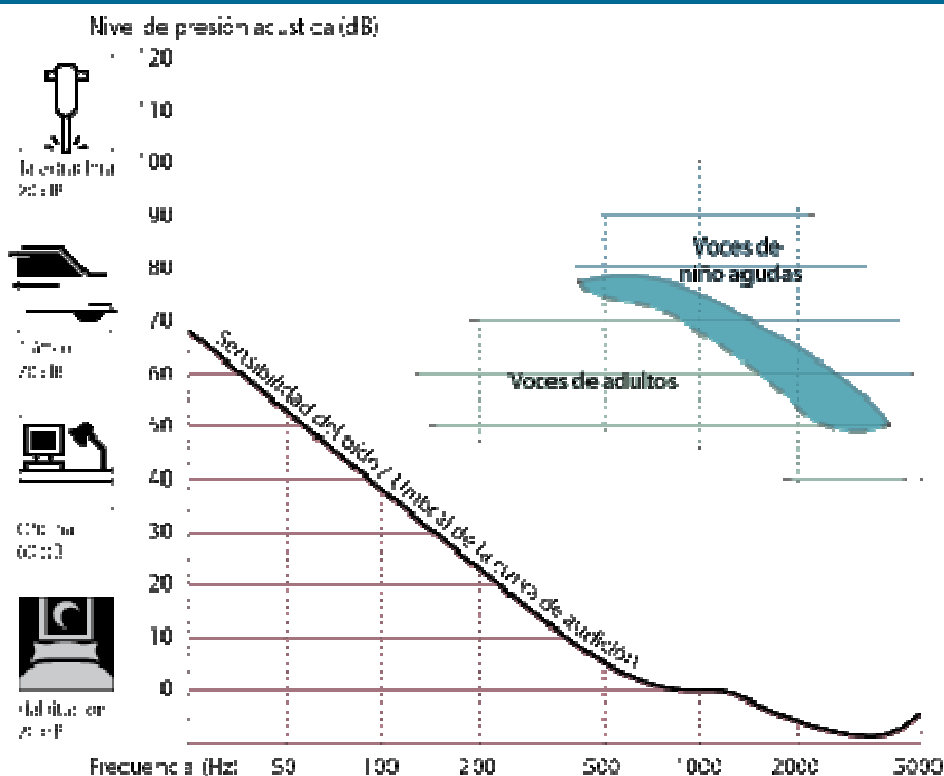


Fig. 54. Situación, dentro del espectro de frecuencias, de la voz y el umbral de audición humanos.

2.21 El tono (pitch).

El tono de un sonido compuesto, está determinado por su frecuencia principal, acompañada de un cierto número de armónicos que determinan su timbre.

El timbre distingue sonidos del mismo tono producidos por fuentes distintas. La misma frecuencia no suena igual en un violín que en una trompeta, debido a los armónicos.

El tono es la respuesta subjetiva a la frecuencia. Las frecuencias bajas se identifican como "de tono bajo", mientras que las frecuencias altas se identifican como "de tono agudo".

El tono es la frecuencia más baja de las que, estando integralmente relacionadas entre sí, definen y caracterizan un determinado sonido.

Incluso se puede dar la curiosidad, de que cuando la frecuencia más baja de un sonido se elimina, por ejemplo por filtrado, el tono sigue siendo el mismo, pues el sistema auditivo "suministrará", la frecuencia fundamental que falta y nuestro cerebro suplirá esta frecuencia simulando que la sigue recibiendo.



2.22 Enmascaramiento acústico.

El enmascaramiento es el fenómeno por el que un sonido interfiere y distorsiona la capacidad de percepción de otro sonido. Es un fenómeno muy importante y tiene dos consecuencias principales:

a.- La generación de interferencias en las conversaciones, por el que la "calidad" de la comunicación puede verse afectada debido a los altos niveles de ruido ambiental.

b.- La utilización de sonidos para enmascarar otros ruidos molestos de bajo nivel. Por ejemplo utilizar la música de fondo del hilo musical en un comercio para difuminar o tapar el ruido de fondo existente.

En general, se ha demostrado que los sonidos de baja frecuencia puede efectivamente "enmascarar" sonidos de alta frecuencia, incluso si son de un nivel sonoro ligeramente inferior. Esto tiene implicaciones, por ejemplo, para los sonidos de alerta, que deben ser emitidos en frecuencias más bajas que las del ruido de fondo dominante, pero lo suficientemente altas para poder ser percibida por el oído humano.

Generalmente frecuencias comprendidas entre 200 y 500 Hz se escuchan más fácilmente en presencia de ruido de fondo típico industrial, pero en algunas situaciones son necesarias incluso frecuencias más bajas. Las alarmas suelen ser moduladas en frecuencia y nivel para ser más fáciles de percibir por el oído.

2.23 Ponderación de frecuencias.

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el oído humano no es igualmente sensible a los sonidos en diferentes frecuencias. Para evaluar adecuadamente la exposición humana al ruido, el sistema de medición de sonido debe tener en cuenta esta diferencia en la sensibilidad en el rango audible. Para este propósito, se han desarrollado las curvas de frecuencia de ponderación, que son realmente "filtros de frecuencia de ponderación"

Las dos curvas de ponderación normalizadas internacionalmente de uso común son la "A" y "C" (Véase Fig. 55 en la siguiente página) que se han construido para correlacionar con la respuesta de frecuencia del oído humano para los diferentes niveles de sonido. Sus características se especifican en la norma IEC 60651.

En general se precisa más energía acústica para la percepción de las bajas frecuencias que no de las altas por ello cuando se consideren los valores globales de un espectro no puede darse la misma importancia a todas las frecuencias existentes (ya que el oído no las considera a todas por igual) sino que deben "corregirse" en función de la sensación auditiva del oído humano.



La siguiente gráfica (Fig. 55) se describe la corrección correspondiente en la que se debe modificar el nivel de presión sonora según las ponderaciones A, B, C y D

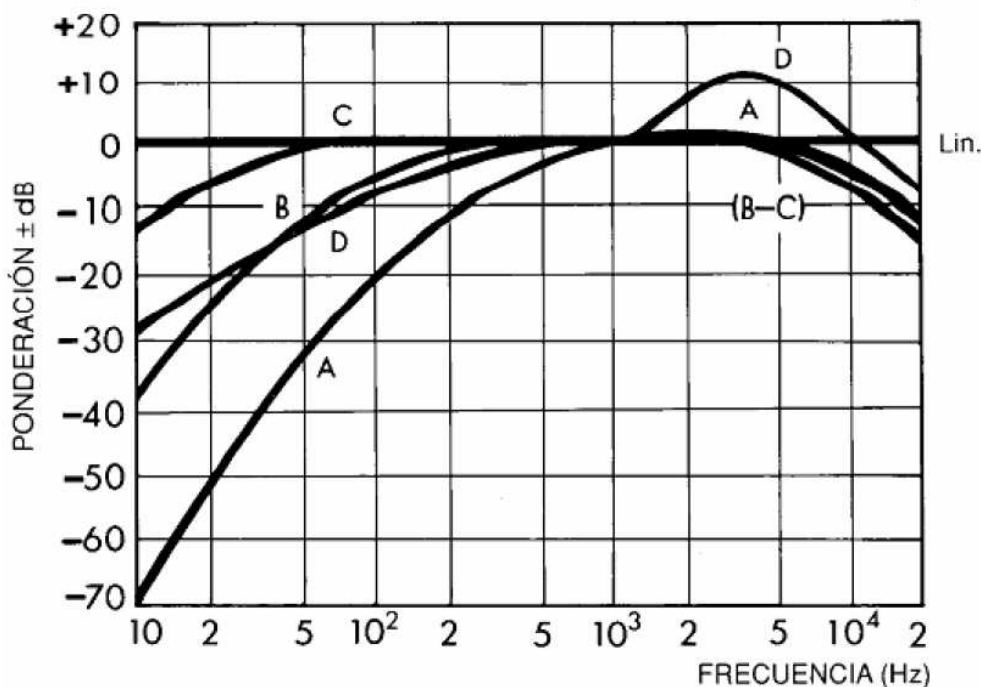


Fig. 55. Ponderaciones A, B, C y D

La Ponderación "A" modifica la respuesta de frecuencia para seguir, aproximadamente, la curva NR 50 y se utiliza para medir sonidos con niveles de presión sonora bajos. (Esta ponderación es la más utilizada en la actualidad).

La Ponderación "B" modifica la respuesta de frecuencia para seguir, aproximadamente, la curva NR 110 y se utiliza para medir sonidos con niveles de presión sonora altos.

Las Ponderación "C" da una respuesta casi plana entre 100 y 2000 Hz, atenuando ligeramente las restantes frecuencias. Esta ponderación describe mejor el nivel de ruido industrial, que contribuye significativamente a la pérdida de audición.

Las Ponderación "D" se ha desarrollado para su aplicación a la medida del ruido de los aviones a reacción.

Se ha establecido como referencia, la ponderación denominada A, que no es nada más que la cantidad de decibelios en la que hay que corregir el valor de presión acústica de cada frecuencia para obtener el valor "subjetivo" (el percibido por el oído humano) de cada una de ellas.



La popularidad de la ponderación A ha crecido en el curso del tiempo. Es un medio útil y sencillo de describir el ruido en espacios interiores, pues esta ponderación se ajusta, con mayor precisión que las otras, a la capacidad subjetiva del oído humano para percibir sonidos con independencia del nivel acústico existente. Por esta razón, esta ponderación es la más utilizada para estudios y mediciones acústicas.

Por esta mejor adaptabilidad de la escala de ponderación A a la percepción del sonido por el oído humano, dicha escala es la más utilizada para cualquier tipo de medición relativa al confort acústico (que son la mayoría), tanto en edificios y casas particulares como en industrias como, por supuesto, a bordo de buques

Frequency Hz	Weighting, dB	
	A	C
31.5	- 39	- 3
63	- 26	- 1
125	- 16	0
250	- 9	0
500	- 3	0
1,000	0	0
2,000	1	0
4,000	1	- 1
8,000	- 1	- 3

Tabla 9. Características aproximadas de las ponderaciones A y C para los indicadores de nivel de sonido especificados por la norma IEC (IEC 60651).

Cuando se utilizan las ponderaciones para definir los niveles de ruido medidos, éstas se designan de forma específica, por ejemplo, por dB(A) o dB(C) indicando, de esta forma, cuál es la ponderación que se está utilizando en cada medida.



OCTAVA			TERCIO DE OCTAVA			CORRECCION DE LA ESCALA "A" EN LA FRECUENCIA CENTRAL (dB)
INFERIOR	CENTRAL	SUPERIOR	INFERIOR	CENTRAL	SUPERIOR	
11	16	22	11,2	12,5	14,1	-63,4
			14,1	16	17,8	-56,7
			17,8	20	22,4	-50,5
22	31,5	45	22,4	25	28,2	-44,7
			28,2	31,5	35,5	-39,4
			35,5	40	44,7	-34,6
45	63	89	44,7	50	56,2	-30,2
			56,2	63	70,8	-26,2
			70,8	80	89,1	-22,5
89	125	178	89,1	100	112	-19,1
			112	125	141	-16,1
			141	160	178	-13,4
178	250	355	178	200	224	-10,9
			224	250	282	- 8,6
			282	315	355	- 6,6
355	500	710	355	400	447	- 4,8
			447	500	562	- 3,2
			562	630	708	- 1,9
710	1000	1420	708	800	891	- 0,8
			891	1000	1122	0
			1122	1250	1414	+ 0,6
1420	2000	2830	1414	1600	1781	+ 1
			1781	2000	2245	+ 1,2
			2245	2500	2828	+ 1,3
2830	4000	5660	2828	3150	3563	+ 1,2
			3563	4000	4490	+ 1
			4490	5000	5657	+ 0,5
5660	8000	11310	5657	6300	7127	- 0,1
			7127	8000	8980	- 1,1
			8980	10000	11313	- 2,5
11310	16000	22630	11313	12500	14254	- 4,3
			14254	16000	17960	- 6,6
			17960	20000	22630	- 9,3

Tabla 10. Correcciones exactas a utilizar en una ponderación A

2.24 Valor global de un espectro sonoro.

Habida cuenta que trabajar con espectros sonoros resulta tedioso por la abundante cantidad de datos (18 valores en tercios de octava) se hace necesario buscar un único valor que sea representativo del espectro y que contemple la sensibilidad del oído humano a las diferentes frecuencias (ponderación A)

Para obtener este valor se siguen los pasos siguientes:

1. Se parte del espectro acústico.
2. A cada valor en tercios de octava se le aplica la ponderación A y se obtiene el valor "ponderado".
3. Se suman todos los valores "ponderados" en los 18 tercios de octava al valor resultante se le denomina **valor global** del espectro ponderado A y se representa por su valor numérico con la mención dB(A) o dBA. Este valor es el comúnmente empleado en los cálculos de acústica en los casos en donde no es preciso alargar los cálculos en tercios de octava.



Este valor global de un espectro es un valor único para cada medición y definirá, de manera sencilla e inmediata el “nivel de presión sonora media” y percibida por el oído humano, de un local.

Como no hay nada mejor que un ejemplo para ilustrar lo arriba indicado. En la Fig. 56 podemos ver cómo se calcula el valor global de un espectro sonoro utilizando la ponderación A:

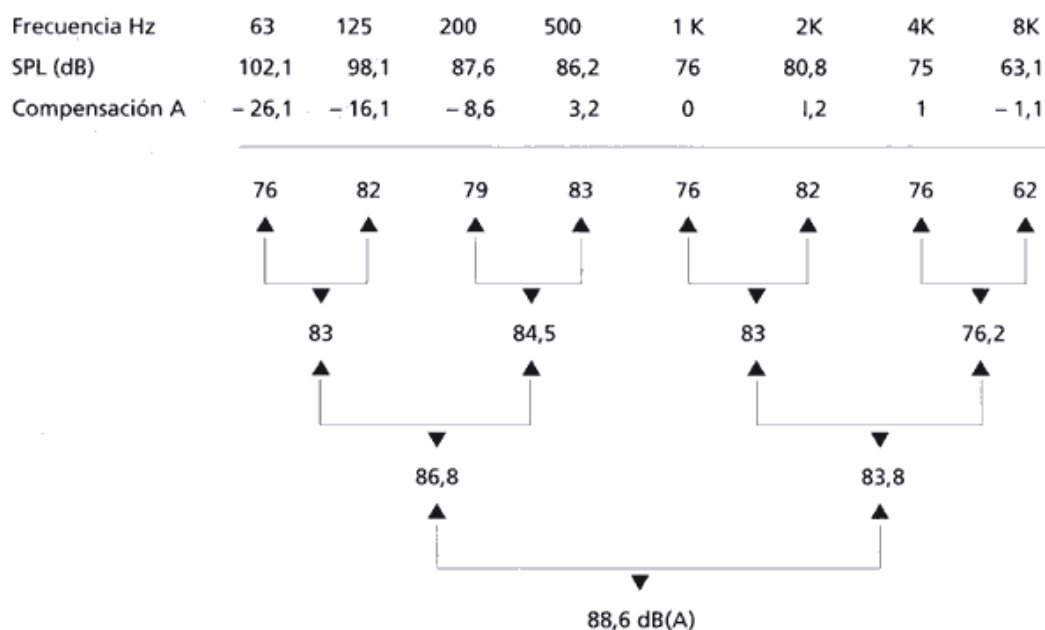


Fig. 56. Ejemplo del cálculo del valor global de un espectro sonoro

2.25 Instrumentos de medición del ruido.

2.25.1 Sonómetros.

Los principales aparatos e instrumentos utilizados para medir el sonido son los sonómetros. Éstos sirven para medir el espectro acústico de un sonido, indicando el nivel de presión sonora para cada banda de frecuencias. También calculan el nivel de presión global y los podemos clasificar en tres tipos:

La aplicación más frecuente de un sonómetro es la de determinar de una forma objetiva, los niveles de presión sonora que soporta el ser humano; por tanto, sus características deben parecerse lo más posible a las del oído del hombre. Para conseguir esto, los sonómetros disponen de determinadas redes de ponderación o ecualización que hacen que la respuesta en frecuencia del sonómetro, sea equivalente o igual a la del oído humano.

Los Sonómetros pueden ser de dos tipos diferentes: los **sonómetros convencionales**, que únicamente pueden emplearse para la medición del



Nivel de Presión Acústica Ponderado A (L_{pA}), del ruido estable; y los **sonómetros integradores** que pueden emplearse para las mediciones del Nivel de Presión Acústica Continuo Equivalente Ponderado A ($L_{Aeq,T}$), de cualquier tipo de ruido, para después calcular el Nivel de Presión Acústica Continuo Equivalente Diario A ($L_{Aeq,d}$).

La mayoría de los sonidos que necesitamos medir, tienen fluctuaciones de nivel de tiempo.

Cuando las fluctuaciones son rápidas, resulta imposible obtener una lectura concreta en la pantalla del sonómetro, por lo que se normalizan las características de respuesta de los detectores de los sonómetros y se determinan unas “constantes de tiempo” que rigen la reacción del aparato a los cambios de nivel del ruido.

Para evitar diferencias de lecturas sobre señales sonoras idénticas, los períodos de promediación (o constantes de tiempo) están estandarizados internacionalmente según la siguiente clasificación:

- **Lento (slow)** promediación sobre 1s. Se usa cuando la señal fluctúa ampliamente.

- **Rápido (fast)** promediación sobre 125 ms (milisegundos). Se usa para señales estacionarias.

- **Impulso (Impulse)** promediación de subida 35 ms. promediación de caída 1s. Se usa para medir señales transitorias desde el punto de vista de sensación sonora en el oído humano como señales impulsivas.

- **Pico (Peak)** En algunos casos es necesario recurrir a constantes de tiempo más rápidas que las antes citadas; en estos casos se recurre al uso de rectificadores de valor de Pico (Peak), con tiempos de subida del orden de los 50 microsegundos.

DESIGNACIÓN	SÍMBOLO	CONCEPTO MEDIDO	CONSTANTE DE TIEMPO
Slow (lento)	S	Valor eficaz	1 s
Fast (rápido)	F	Valor eficaz	125 ms
Impulse (impulso)	I	Valor eficaz	35 ms
Peak (pico)	P	Valor pico	Menor de 100 μ s

Tabla 11. Identificación de los distintos modos de medición que podemos utilizar con un sonómetro



SONÓMETRO

Fig. 57. Sonómetro

Los avances producidos en el campo de la electrónica han permitido, desde hace pocos años, incluir en los sonómetros, procedimientos de integración temporal en largos períodos. Así surgen los denominados sonómetros integradores, los cuales pueden calcular valores tales como el **Nivel de presión acústica Continuo Equivalente** (L_{eq}) o el **Nivel de Exposición Sonora** (L_{AE}).

El cálculo del Nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A, $L_{Aeq,T}$, se realiza de acuerdo con lo indicado en la norma *ISO 1996 Parte 1*, según la siguiente ecuación:

$$L_{Aeq,T} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{P_A(t)}{P_0} \right)^2 \cdot dt \right]$$

Donde:

$T = t_2 - t_1$ es el tiempo de exposición del trabajador al ruido

$P_A(t)$ es el valor eficaz de la presión acústica ponderada A, en Pa

P_0 es la presión acústica de referencia, igual a $20 \cdot 10^{-12}$ Pa.

En los sonómetros el cálculo de L_{eq} se realiza mediante muestreo temporal (solo en ruidos estacionarios), con lo que la integración queda convertida en un sumatorio de muestras. Esto permite tanto el cálculo del L_{eq} sobre períodos fijos (por ejemplo 1 minuto), así como durante períodos variables y no determinados hasta el final de la medida.

Además de las características antes citadas, es conveniente que los sonómetros dispongan de clavijas que permitan conectar la señal rectificada o



no, a otros equipos suplementarios, tales como bancos de filtros para análisis en frecuencia, registradores magnéticos, registradores de nivel, osciloscopios, etc.

Los sonómetros se clasifican según su grado de precisión en *clase 0*, *1*, *2* y *3*, siendo la *clase 0* los de máxima precisión.

Para muchas medidas normalizadas se recomienda utilizar los sonómetros que sean al menos de *clase 1*, pues los de *clase 2* y *3* presentan mayor tolerancia.

Además de lo anterior, se debe incluir el error debido a la tolerancia del instrumento utilizado, y que es la siguiente:

- Instrumento Tipo 0: ± 0.4 dBA
- Instrumento Tipo 1: ± 0.7 dBA
- Instrumento Tipo 2: ± 1.0 dBA
- Instrumento Tipo 3: ± 1.5 dBA

Los sonómetros podrán usarse únicamente para medir el L_{pA} cuando el ruido sea estable. En este caso, la lectura promedio se considerará igual al nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A (L_{Aeq}). En este caso la medición se efectuará con constante de tiempo Slow, y ponderación frecuencial A.

Si se trata de un sonómetro integrador promediador, se puede usar para la medición del L_{Aeq} de cualquier tipo de ruido.

2.25.2 Dosímetros.

El *dosímetro* mide la dosis de ruido acumulada, independientemente de donde haya estado el trabajador y del tiempo que allí haya permanecido.

Se define como **dosis de ruido** a la cantidad de energía sonora que un oído normal puede recibir durante la jornada laboral para que el riesgo de pérdida auditiva al cabo de un día laboral esté por debajo de su valor establecido. Se da en tanto por ciento de la dosis máxima permitida.

Los dosímetros se utilizan para medir el Nivel de Presión Acústica Continuo Equivalente Ponderado A ($L_{Aeq,T}$), de cualquier tipo de ruido, especialmente en puestos de trabajo móviles.

Los dosímetros llevan incorporado un sistema lector en el que se indica la dosis acumulada durante el tiempo que ha estado en funcionamiento. Los dosímetros indican, de manera directa, el Nivel de Presión Acústica Continuo Equivalente Ponderado A ($L_{Aeq,T}$) y el nivel de Presión Acústica Continuo Equivalente Diario $L_{Aeq,d}$.



DOSÍMETRO

Fig. 58. Dosímetro

2.25.3 Registradores gráficos de nivel.

Estos registradores imprimen sobre papel calibrado en decibelios en función de la frecuencia o el tiempo.

Es una herramienta muy útil, pues permite registrar el nivel del sonido en función del tiempo, teniendo además una gama dinámica grande y da una visualización que nos aporta datos importantes para un estudio estadístico del sonido.

Es interesante que sea portátil, robusto y fiable para poder registrar la señal *in situ*. Aunque actualmente se está desplazando al registrador de nivel por otros equipos sigue siendo aún una ayuda muy valiosa.

2.25.4 Registradores Magnéticos y digitales.

Toman la señal sonora y la graba fielmente en cinta magnética o en un soporte digital, para después poder reproducir dicha señal en laboratorio y realizar un análisis posterior con equipos muy sofisticados (normalmente no portátiles) que pueden aportar datos precisos para su valoración y estudio.

Es interesante que el registrador sea portátil, es decir, autónomo (baterías) y además capaz de soportar condiciones ambientales adversas.

El registrador es una herramienta imprescindible en estudios de sonidos y vibraciones, donde se quiera profundizar mediante analizadores y equipos



especiales que normalmente no son portátiles, permitiendo repetir el suceso cuantas veces queramos en condiciones distintas.

2.26 Percepción y exposición al ruido, salud laboral y confort acústico.

Es importante resaltar la enorme importancia, que representa la generación de ruido a bordo de un buque.

Independientemente del tipo de buque que sea, éste siempre es y será el lugar de trabajo de su tripulación y, por ello, se hace vital normalizar la exposición laboral al ruido de la tripulación. Pero también es un “hotel” y lugar de descanso de la misma, por ello, este control de ruido pasa a ser, también, una necesidad de confort mínimo exigible.

Si además estamos hablando de un buque tipo transbordador, ferry o crucero donde se traslada pasaje, bien por razones logísticas, comerciales, de ocio, etc.; o de buques que para su trabajo habitual necesitan firmas acústicas muy bajas, como los buques sísmicos o los submarinos y buques de guerra; este control de ruido a bordo se hace imprescindible y extremadamente importante.

De hecho, en todos estos barcos, la medición y la determinación de los valores máximos permitidos en cada local está exigida, por el armador, desde el punto de vista contractual, pudiendo ser, perfectamente, uno de los requerimientos de diseño principales del buque (tan importante o más que incluso dar la velocidad de servicio) y un punto cuyo incumplimiento puede ser utilizado como motivo de rechazo del buque por parte del armador.

Los criterios de exposición al ruido pueden ser de 3 tipos claramente diferentes:

2.26.1 Criterios de exposición laboral al ruido.

El objetivo de estos criterios es preservar al trabajador de sufrir una disminución de su capacidad auditiva, cuando está expuesto a niveles altos de ruido.

Como ejemplo de un criterio de exposición laboral al ruido, adjuntamos la gráfica de la Fig. 59 correspondiente a la Resolución A468 (XII) de la OMI que regula los tiempos de exposición laboral al ruido para los tripulantes a bordo de un buque:

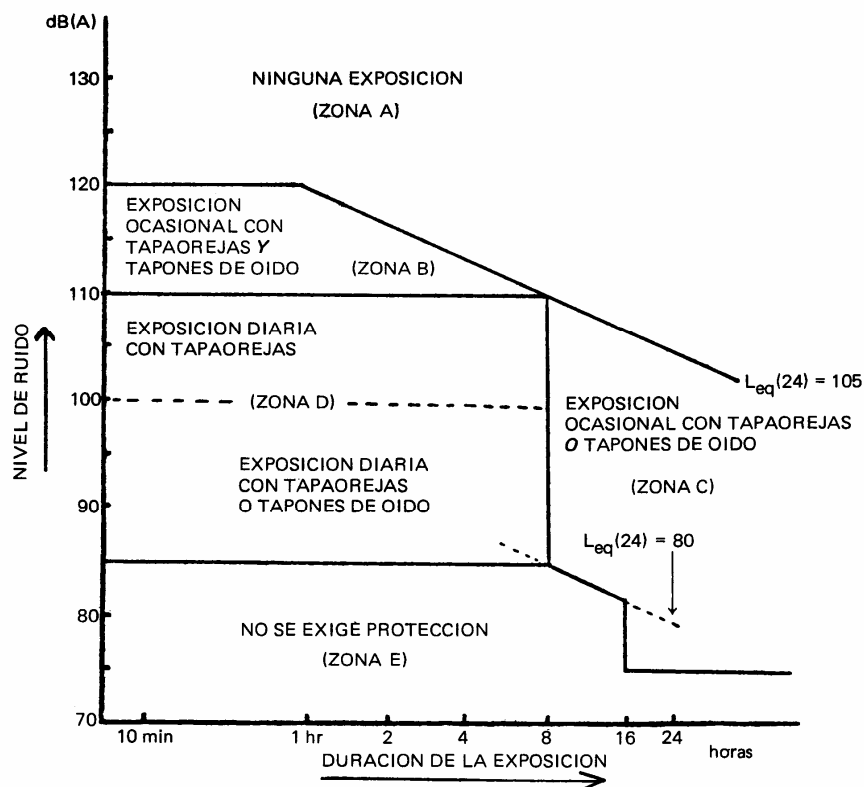


Fig. 5.1 Zonas de exposición diaria y ocasional al ruido a un nivel admisible

Fig. 59. Criterio exposición laboral al ruido para tripulantes a bordo de buques mercantes
Resolución A468 (XII) de la OMI

2.26.2 Criterios de calidad acústica interior o de confort.

La OMS (Organización Mundial de la Salud) define el intervalo de 35 dB(A) a 65 dB(A) como aquel en que la población considera que el ruido es molesto y perturbador, pudiéndose tomar estos niveles sonoros como criterio de referencia de la posible existencia de molestias por ruido.

El proceso de comunicación verbal depende de parámetros físicos como son: las condiciones del local; la distancia entre locutor y oyente, así como la existencia de contacto visual entre ellos; la utilización o no de protección auditiva.

Asimismo, influirán una serie de parámetros personales: el estado auditivo del oyente; la existencia de señales verbales efectivas (claridad de articulación, esfuerzo vocal); el conocimiento y familiaridad con el mensaje, las motivaciones de los sujetos (expectativas, fatiga, estrés).

La existencia de un nivel de ruido, fondo sonoro, puede dificultar la comprensión del mensaje verbal, con la importancia que esto puede tener tanto para la propia seguridad como para el proceso productivo.

Otro de los aspectos de los efectos del ruido sobre la seguridad es la re-



acción natural de las personas ante un ruido inesperado, movimientos bruscos y distracciones.

El ruido interfiere en la realización de tareas por parte del individuo, tanto en su jornada laboral como en el tiempo de ocio. Aunque no se han obtenido conclusiones significativas, se puede señalar que dicha influencia dependerá de los siguientes factores:

- Características del ruido: variabilidad del nivel de ruido y su contenido espectral; ruido continuo o intermitente; repetición de ruidos de elevado nivel; ruidos de frecuencias mayores a 2.000 Hz.
- Características de la persona: serán más susceptibles las personalidades con características ansiosas e irritables.
- Características propias de la tarea: demanda mental que exija; demanda sensomotriz; complejidad, demanda auditiva o extraauditiva.

Los criterios de calidad acústica interior, tienen su fundamento, en la necesidad de disponer de unos límites exigibles o recomendables a los ruidos de fondo, para que estos no interfieran en una determinada actividad desarrollada.

Son criterios subjetivos de calidad y confort de los espacios interiores, que se basan en los condicionantes de malestar de una persona o un colectivo a un ruido, de interferencia con la conversación y con diversas actividades.

Para su evaluación, se pueden utilizar los siguientes criterios:

- Nivel de Interferencia Conversacional (PSIL).
- Curvas de ponderación NR, NC y PNC.
- Tiempo de reverberación (Tr)

El Nivel de interferencia conversacional (PSIL), está recogido en la norma ISO 9921-1:1996. Valora la capacidad de un ruido estable de interferir en la conversación entre dos personas, en un entorno libre de superficies reflectantes que pudieran reforzar las voces de las personas.

El índice PSIL es la media aritmética de los niveles de presión sonora en las bandas de octava con centro en 500, 1.000, 2.000 y 4.000 Hz.

La Curvas de valoración NR (Noise Rating), NC (Noise Criterion) y PNC (Preferred Noise Criterion), establecen límites aceptables de confortabilidad en diferentes espacios en los que existen unos niveles de ruido de fondo estables.

El método permite asignar al espectro de frecuencias de un ruido, medi-



do en bandas de octava, un solo número NR, NC o PNC, que corresponde a la curva que queda por encima de los puntos que representan los niveles obtenidos en cada banda del ruido medido.

Las curvas de valoración NR, son las del método recogido en la norma ISO 1996. Es el método utilizado en Europa. Las curvas de valoración NC, son las recogidas en el método de la American Society of Heating, Refrigeration and Air Aconditioning Engineers (ASHRAE). Las curvas de valoración PNC, son las recogidas en el método de la Acoustical Society American

Estos criterios fueron establecidos en función de la actividad a desarrollar en unos determinados espacios. Están basados en los condicionantes de las interferencias con la conversación oral y también en criterios subjetivos sobre la calidad y confort en los espacios interiores.

Como ejemplo de un criterio de este tipo, se adjuntan, a continuación los valores de nivel global de ruido a bordo de buques mercantes recomendados por la OMI en su Resolución A468 (XII):

a) Espacios de trabajo dB(A)

- Espacios de máquinas (con dotación permanente)..... 90 dB(A) (*)
- Espacios de máquinas (sin dotación permanente)..... 110 dB(A) (*)
- Cámaras de mando de máquinas..... 75 dB(A)
- Talleres..... 85 dB(A)
- Espacios de trabajo no especificados..... 90 dB(A) (*)

b) Espacios de gobierno dB(A)

- Puente de navegación y cuartos de derrota..... 65 dB(A)
- Puestos de escucha, incluidos alerones y
ventanas del puente de navegación..... 70 dB(A)
- Cuartos de radio (con el equipo radioeléctrico en
funcionamiento pero sin emitir audioseñales)..... 60 dB(A)
- Cuartos de radar..... 65 dB(A)

c) Espacios de alojamiento dB(A)

- Camarotes y enfermerías..... 60 dB(A)
- Comedores..... 65 dB(A)
- Salas de recreo..... 65 dB(A)
- Zonas de recreo al aire libre..... 75 dB(A)
- Oficinas..... 65 dB(A)

d) Espacios de servicio dB(A)

- Cocinas, con el equipo de elaboración de alimento
sin funcionar..... 75 dB(A)
- Oficinas..... 75 dB(A)



e) Espacios no ocupados habitualmente dB(A)

- Espacios no especificados90 dB(A) (*)

(*) Los límites del nivel de ruido establecidos tienen por objeto asegurar que, si se observan, la gente de mar no quedará expuesta a un nivel $L_{eq}(24)$ que exceda de 80 dB(A), es decir, que la exposición a ruido continuo equivalente durante un día o un periodo de 24 horas no excederá de 80 dB(A).

En los espacios en que haya niveles de presión acústica superiores a 85 dB(A) será necesario utilizar protectores de oídos adecuados o aplicar límites de tiempo a la exposición según lo establecido en la presente sección, a fin de asegurar que se mantiene un grado de protección equivalente.

2.26.3 Criterios de exposición comunitaria al ruido urbano.

Estos criterios fueron elaborados en base a consideraciones subjetivas de las poblaciones expuestas a determinados niveles de ruido, en cuanto a la interferencia directa o indirecta del ruido en el desarrollo de sus actividades comunitarias y en sus efectos (pérdida de audición, interferencia con la comunicación, interferencia con el descanso e interferencia en la concentración y el trabajo intelectual).

En el caso específico de los buques, astilleros y puertos, este último criterio cada vez está cobrando mayor importancia, pues cada vez surgen más denuncias, por parte de la población, sobre el ruido ambiental en las zonas portuarias, donde se producen ruidos en las maniobras de atraque, desatraque, carga y descarga y donde buena parte de los mismos están generados por la propia ventilación forzada del buque.

También ocurre lo mismo en algunos astilleros que han sido, literalmente, “rodeados por la ciudad” y generan polución acústica en su actividad diaria normal.

Tanto en el caso de los puertos como en el de los astilleros, en la inmensa mayoría de los casos ambos estaban ahí antes que las viviendas o las zonas de paso público que los terminaron de rodear y posteriormente, sus inquilinos y/o usuarios, denunciar por contaminación acústica generada por ambos. Es el caso, por ejemplo de los astilleros H.J. Barreras en Vigo o Construcciones navales Juliana en Gijón; o los puertos de Palma de Mallorca o La Coruña.

Es importante indicar que uno de los mejores atenuadores del ruido es la distancia y, la lógica indica que situar edificios de viviendas en zonas potencialmente generadoras de ruido (también por la noche) como puertos, astilleros u otro tipo de empresas es algo “poco inteligente”.

Para ilustrar lo indicado se adjunta la tabla 12.1 de atenuación de ruido con la distancia que puede valer para sacar las conclusiones que procedan a



la hora de edificar cerca de un lugar de trabajo y/o actividad ruidosa:

Sound pressure level dB (A)	Distance in m												
	1	2	3	5	10	20	30	50	100	200	300	500	1000
	120	114	110	106	100	94	90	86	80	74	70	66	60
	118	112	108	104	98	92	88	84	78	72	68	64	58
	116	110	106	102	96	90	86	82	76	70	66	62	56
	114	108	104	100	94	88	84	80	74	68	64	60	54
	112	106	102	98	92	86	82	78	72	66	62	58	52
	110	104	100	96	90	84	80	76	70	64	60	56	50
	108	102	98	94	88	82	78	74	68	62	58	54	48
	106	100	96	92	86	80	76	72	66	60	56	52	46
	104	98	94	90	84	78	74	70	64	58	54	50	44
	102	96	92	88	82	76	72	68	62	56	52	48	42
	100	94	90	86	80	74	70	66	60	54	50	46	40
	98	92	88	84	78	72	68	64	58	52	48	44	38
	96	90	86	82	76	70	66	62	56	50	46	42	
	94	88	84	80	74	68	64	60	54	48	44	40	
92	86	82	78	72	66	62	58	52	46	42	38		
90	84	80	76	70	64	60	56	50	44	40			
85	79	75	71	65	59	55	51	45	39				
80	74	70	66	60	54	50	46	40					
75	69	65	61	55	49	45	41						
70	64	60	56	50	44	40	36						
65	59	55	51	45	39	35							

Tabla 12 Atenuación de ruido medido en dB(A) con la distancia medida en metros

Como podemos observar, si suponemos un ruido muy alto de unos 94 dB(A) de noche, para que tengamos 44 dB(A) en el exterior de la ventana de un dormitorio de una vivienda, ésta debe estar situada, por lo menos a una distancia de 300 metros de la fuente de ruido.

Todos estos casos, han generado nueva normativa a nivel de ayuntamientos y puertos que pretenden normalizar y sancionar, si fuera necesario, este tipo de contaminación acústica.

2.27 Principales efectos del ruido sobre la audición.

El ruido es uno de los agentes contaminantes más habituales en los puestos de trabajo, tanto en el sector servicios como en el industrial. La relación entre la exposición laboral al ruido y sus efectos auditivos es bien conocida, pero existen otros efectos difíciles de valorar relacionados con el ruido, que comprenden desde una “simple” molestia hasta:

- Alteraciones fisiológicas en diferentes órganos, no solamente en el oído (trastornos cardiacos, presión arterial inestable, arritmias, trastornos estomacales, trastornos nerviosos, cansancio, dolores de cabeza, insomnio, etc.),
- Distracciones, interferencias en la comunicación



- Alteraciones psicológicas como irritabilidad, tensión, agresividad, estrés, mal humor etc.
- Disminución del rendimiento y efectos en el desempeño de las tareas.
- Fatiga. Definida como un aumento transitorio del umbral de audición. Es recuperable tras períodos de descanso.
- Enmascaramiento:. Se produce cuando la transmisión oral queda dificultada por la existencia de un ruido de fondo. Esto genera un aumento de la carga de trabajo (baja la eficiencia y la concentración).
- Hipoacusia. Es una exposición repetida a elevados niveles sonoros que son capaces de lesionar (de forma irreversible) el órgano de Corti entre los 4000 y los 6000 Hz.
- Sordera Profesional. Producida cuando la hipoacusia alcanza las frecuencias de conversación. Es irreversible y suele tardar muchos años en aflorar tras una exposición repetitiva a niveles muy altos de ruido o a niveles más bajos (mayores de 80 dB(A) durante grandes períodos de tiempo.

Hay que destacar que todos estos efectos tienen importantes consecuencias económicas y sociales.

SALUD Y NIVELES DE RUIDO

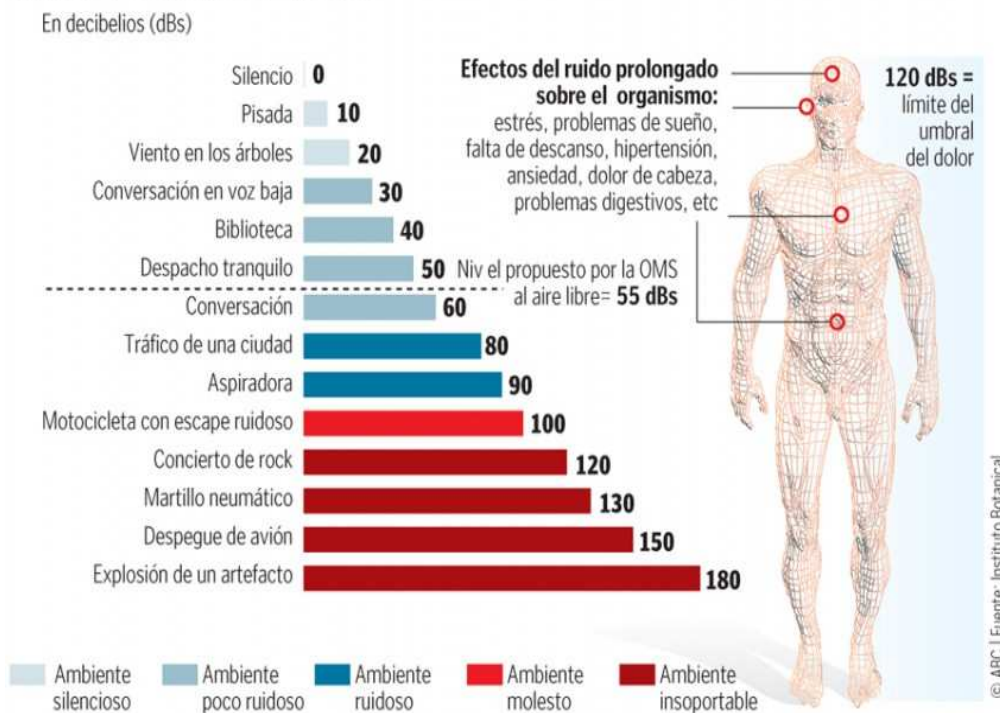


Fig. 60. Percepción de niveles de ruido y sus efectos en la salud



2.28 Exposición Laboral al Ruido.

Para tratar este tema, antes debemos definir. Brevemente, los siguientes conceptos:

2.28.1 Nivel de presión acústica, L_p .

Definido por la expresión dado por la expresión:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{P}{P_0} \right)^2$$

Siendo P el valor eficaz de la presión o presión cuadrática media (P_{rms}) a la que está expuesto un trabajador y P_0 la presión acústica de referencia, igual a $20 \cdot 10^{-12}$ Pa.

2.28.2 Nivel de presión acústica ponderado A, L_{pA} .

Valor del nivel de presión acústica, en decibelios, determinado con el filtro de ponderación A, dado por la siguiente expresión:

$$L_{pA} = 10 \lg \left(\frac{P_A}{P_0} \right)^2$$

Siendo P_A es el valor eficaz de la presión acústica ponderada A, en Pa y P_0 la presión acústica de referencia, igual a $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

2.28.3 Nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A, $L_{Aeq,T}$.

Se define como el nivel en dBA, definido por la expresión:

$$L_{Aeq,T} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{P_A(t)}{P_0} \right)^2 \cdot dt \right]$$

Siendo:

$T = t_2 - t_1$ el tiempo de exposición del trabajador al ruido;
 $P_A(t)$ es el valor eficaz de la presión acústica ponderada A, en Pa
 P_0 es la presión acústica de referencia, igual a $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.



El nivel de presión acústica continua equivalente, sirve para definir el nivel de ruido constante que tiene la misma energía que un ruido variable en un período de tiempo determinado.

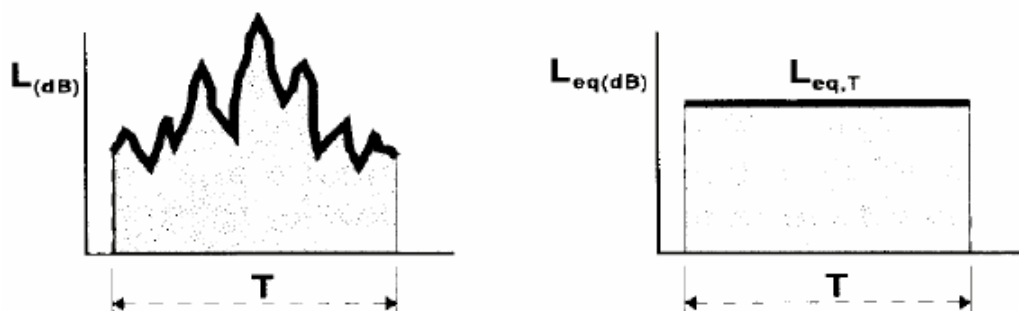


Fig. 61. Nivel de Presión Acústica Equivalente Ponderado

2.28.4 Nivel de exposición diario equivalente, $L_{Aeq,d}$.

Medido en dBA viene definido por la expresión:

$$L_{Aeq,d} = L_{Aeq,T} + 10 \lg \frac{T}{8}$$

Siendo T el tiempo de exposición al ruido, en horas/día y considerando todos los ruidos existentes en el trabajo, incluidos los ruidos de tipo impulsos caracterizados por ser ruidos esporádicos, no continuos y de muy corta duración.

El nivel de exposición diaria equivalente representa el nivel de presión acústica continua equivalente, medido en dBA, cuando el tiempo de exposición se normaliza a 8 horas de trabajo.

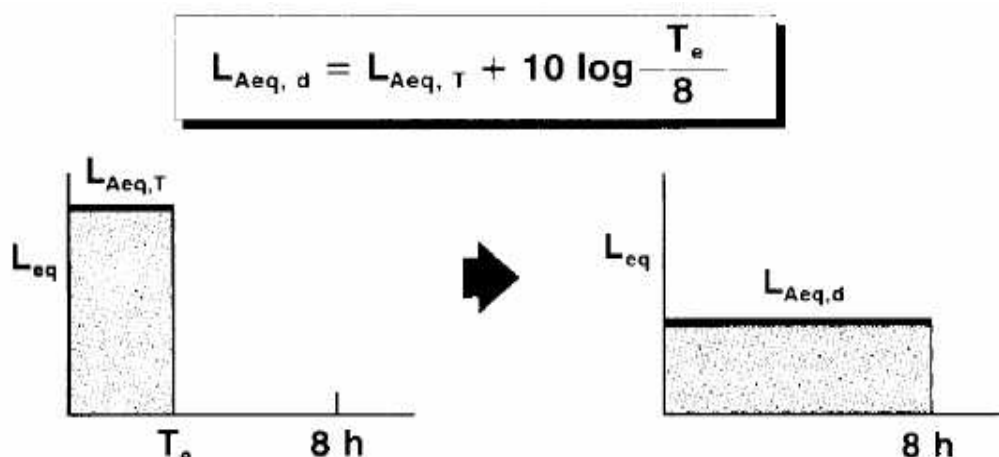


Fig. 62. Nivel de Exposición diario Equivalente



2.28.5 Nivel de exposición diario equivalente ponderado A, $L_{Aeq,d}$.

Si un trabajador está expuesto a “m” distintos tipos de ruido y, a efectos de la evaluación del riesgo, se han analizado cada uno de ellos separadamente, el nivel de exposición diario equivalente se calculará según las siguientes expresiones:

$$L_{Aeq,d} = 10 \lg \sum_{i=1}^{i=m} 10^{0,1 \cdot (L_{Aeq,d})_i} = 10 \lg \frac{1}{8} \sum_{i=1}^{i=m} T_i \cdot 10^{0,1 \cdot L_{Aeq,T_i}}$$

Siendo, L_{Aeq,T_i} el nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A correspondiente al tipo de ruido “i” al que el trabajador está expuesto T_i horas por día, y $(L_{Aeq,d})_i$ el nivel diario equivalente que resultaría si solo existiese dicho tipo de ruido.

El nivel de presión sonora equivalente $L_{Aeq,T}$ es un índice relativamente complejo que plantea algunos problemas de comprensión por parte del público general. No corresponde, tal y como se cree a menudo, a una simple media aritmética de los niveles sonoros instantáneos.

El $L_{Aeq,T}$ realiza la suma de la energía acústica recibida durante el intervalo de tiempo.

Es frecuente comprobar como se habla de niveles de ruido sin indicar si se trata de niveles máximos o equivalentes y sin especificar el período de tiempo a que está referido, lo que resulta no solamente incorrecto, sino que puede inducir a graves errores a la hora de comparar situaciones o sucesos sonoros diferentes.

Como ejemplo ilustrativo se adjunta la siguiente figura 63, donde podemos aclarar más nítidamente este concepto:



Fig. 63. Ejemplo diferencia entre Nivel de Exposición equivalente y Nivel Máximo de Ruido

Por ejemplo, supongamos que cuando un vehículo ligero pasa por la calle de un centro urbano, el L_{max} alcanzado al paso del vehículo durante un segundo a una cierta distancia del mismo es de 80 dB(A).

Si no existe ningún otro ruido durante una hora en esa calle, el L_{Aeq} (1 hora) será de aproximadamente 45 dB(A).

Si en vez de pasar una sola vez durante la hora de estudio, el vehículo pasara dos veces, el L_{max} alcanzado seguiría siendo 80 dB(A), mientras que el L_{Aeq} (1 hora) será 48 dB(A).

Si fueran 10 veces las que pasara el vehículo el L_{max} continuaría siendo 80 dB(A), y el L_{Aeq} habría aumentado hasta 55 dB(A).

Como se puede apreciar en este ejemplo el L_{max} no tiene en cuenta ni el número de veces en que el ruido alcanza ese valor ni el tiempo durante el cual ese valor es alcanzado.

Por contra, el L_{eq} tiene en cuenta el conjunto de los ruidos soportados durante un cierto período de tiempo, y además tiene en cuenta a la vez el nivel de ruido y duración.



2.28.6 Nivel de exposición semanal equivalente, $L_{Aeq,s}$.

Este nivel, medido en dBA, está definido por la expresión:

$$L_{Aeq,s} = 10 \lg \frac{1}{5} \sum_{i=1}^{i=m} 10^{0,1 \cdot L_{Aeq,di}}$$

Siendo “m” el número de días a la semana en que el trabajador está expuesto al ruido y $L_{Aeq,di}$ el nivel de exposición diario equivalente correspondiente al día “i”.

2.28.7 Nivel de pico, L_{pico} .

Es el nivel, medido en dB(C) dado por la expresión:

$$L_{pico} = 10 \lg \left(\frac{P_{pico}}{P_0} \right)^2$$

Siendo P_{pico} el valor máximo de la presión acústica instantánea (en pascales) a la que está expuesto el trabajador, determinado con un filtro de ponderación C y P_0 es la presión acústica de referencia (igual a $2 \cdot 10^{-5}$ Pa).

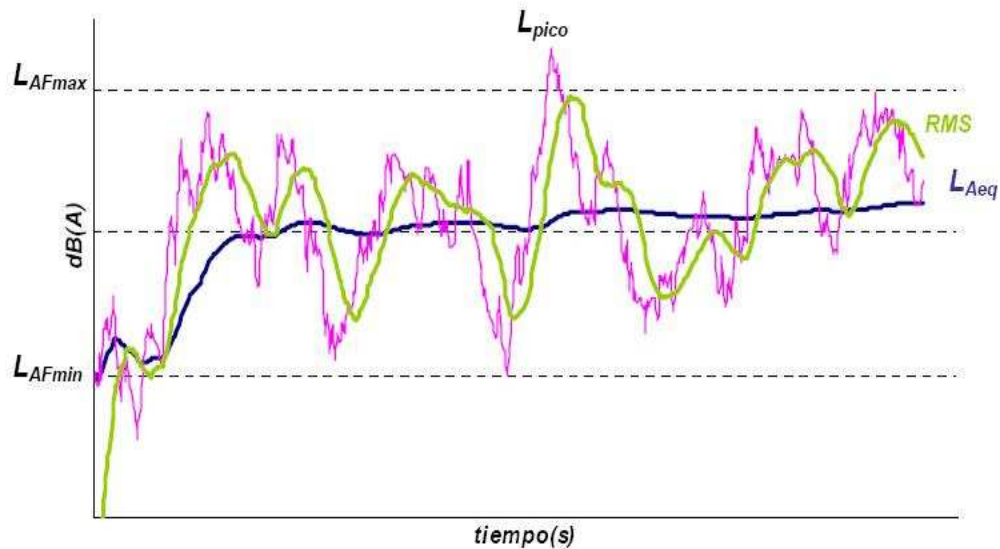


Fig. 64. Representación gráfica del Nivel pico (L_{pico}) y del Nivel de presión acústica equivalente ponderado (L_{Aeq}) un espectro



2.29 Factores que intervienen en la exposición al ruido. Límites de exposición.

Existen determinadas condiciones de trabajo, unas de naturaleza material y otras de naturaleza humana, que aumentan la probabilidad de que se produzcan daños en la salud de los trabajadores expuestos al ruido que tienen que soportar durante su jornada laboral.

Como se ha definido antes, estos diferentes tipos de exposición al ruido pueden tener las siguientes características:

- El tiempo de exposición y el nivel de ruido, cuyo valor máximo no deberá exceder de 87 dB(A) como nivel diario equivalente $L_{Aeq,d}$ (Según lo dispuesto en el Real Decreto 286/2006).

- El tipo de exposición: en función de que el ruido sea estable o inestable, de impulso o intermitente.

- El estado de mantenimiento de las máquinas y herramientas de trabajo, toda vez que una buena conservación de éstas puede reducir los niveles de emisión de ruido de manera considerablemente.

- El estado de salud del trabajador y las características fisiológicas propias del mismo.

- La formación e información que el trabajador haya adquirido en relación con la exposición laboral al ruido.

- La disponibilidad, elección y el uso adecuado de los equipos de protección individual (EPI) adecuados para los trabajos y/o tareas a desarrollar por parte del trabajador.

- Utilización de equipos de trabajo de baja emisión sonora.

El Real Decreto 286/2006, del 10 de marzo, establece unos valores límites para la exposición laboral al ruido. Estos valores son más elevados que los que otras legislaciones disponen para la población civil.

Los límites establecidos se ajustan a dos conceptos diferentes:

De una parte se limita la exposición al ruido, cuantificado éste, como nivel diario equivalente (este concepto equivale a un valor medio diario de exposición al ruido).

De otra parte se establecen unos límites de acción que siendo inferiores a los valores límites de exposición diaria, conllevan la obligación de emprender acciones dirigidas hacia la reducción del ruido y la protección de los trabajadores.



Naturalmente los valores límites de exposición diaria también son valores de acción.

Valores límites de exposición diaria al ruido:

- Límite de 87 dB(A) como nivel diario equivalente $L_{Aeq,d}$
- Límite de 140 dB(C) como valor pico: L_{pico}

Estos valores límites de exposición representan niveles que no deben ser excedidos en la jornada laboral.

Es importante tener en cuenta que el nivel de 87 dB(A) se refiere a una media de la exposición diaria y no a exposiciones en diferentes periodos de tiempo de su jornada laboral. Por ello es posible que un trabajador esté expuesto a un nivel superior al referido límite durante algún o algunos periodos de tiempo de su jornada de trabajo siempre que estos tiempos de exposición sean lo suficientemente breves como para que el nivel diario equivalente resultante, sea inferior al límite de los 87 dB(A).

El valor de pico, 140 dB(C) es un valor instantáneo y no debe superarse en ningún momento de la jornada.

Valores superiores de exposición que dan lugar a una acción:

- Valor de 85 dB(A) como nivel diario equivalente $L_{Aeq,d}$
- Valor de 137 dB(C) como valor pico: L_{pico}

Valores inferiores de exposición que dan lugar a una acción:

- Valor de 80 dB(A) como nivel diario equivalente $L_{Aeq,d}$
- Valor de 135 dB(C) como valor pico: L_{pico}

A cada uno de los dos grupos de valores indicados se le debe asignar un conjunto de acciones diferentes a emprender con el objetivo de reducir la exposición del oído del trabajador al ruido, entre los que figuran:

a) La utilización de equipos de protección individual (EPI).

Una vez probada la necesidad de utilizar EPIS, éstos se han de seleccionar en base a los siguientes criterios:

- Ajustarse a la normativa legal y disponer de marcado CE
- Su poder de atenuación ya que han de ser capaces de atenuar el ruido hasta valores permisibles.
- Disponer de información sobre su atenuación y mantenimiento.
- La comodidad para el trabajador que los utiliza, quien debería poder participar en el proceso de selección de los mismos.



- Facilidad de mantenimiento.
- Facilidad de reposición en caso de deterioro.

El equipo de protección individual, ha de tener preferentemente un uso, exclusivamente, personal.

b) Sistemas de control del ruido

Cuando de la evaluación de riesgos se derive que la exposición laboral al ruido conlleva un daño para la salud de los trabajadores expuestos, se ha planificar y realizar un conjunto de acciones correctivas, actuando sobre la fuente de ruido, modificando las tareas, máquinas y/o herramientas de trabajo buscando siempre reducir el ruido al que se exponen los trabajadores.

Estas acciones se han de determinar mediante un proceso secuencial, que de una parte está avalado por la propia Ley de Prevención de Riesgos laborales y las otras disposiciones legales que procedan, y por otra, por lo que se conoce como la buena práctica de la higiene industrial. En todo caso hay que tener en cuenta las siguientes acciones:

1) Actuar sobre el foco del ruido:

- Sustitución de la fuente de ruido.
- Eliminación del foco de emisión.
- Encerramiento del proceso.
- Aislamiento del trabajador.

2) Si el procedimiento de trabajo impide la adopción de alguna de las acciones anteriores se deberá actuar sobre el medio:

- Alejando al trabajador del foco de ruido.
- Disponiendo pantallas de aislamiento acústico.
- Colocación de materiales absorbentes de ruido en paredes y techos y/o sistemas de disipación de ruido en suelos (suelos flotantes).
- Cualquier otro sistema que actúe sobre el medio de transmisión atenuándolo.

3) Si la protección colectiva referida en los apartados 1) y 2) anteriores no fuese de aplicación en nuestro proceso laboral, entonces debemos actuar sobre el individuo:



- Formando e informando al trabajador.
- Utilización de equipos de protección individual (EPI).

El orden en el que se han dispuesto los métodos anteriores no está puesto al azar, sino que posee un carácter jerárquico: primero las acciones incluidas en el apartado 1), luego las del 2) y, finalmente las del 3).

En la normativa legal vigente dispuesta dentro de las disposiciones del Real Decreto 286/2006 del 10 de marzo dispone que:

“...de no haber otros medios de prevenir los riesgos derivados de la exposición al ruido, se pondrá a disposición de los trabajadores, para que los usen, protectores auditivos individuales apropiados....”

c) Vigilancia de la salud

La vigilancia de la salud es una herramienta clave en el proceso de prevención de riesgos para la salud de los trabajadores derivados de su exposición al ruido.

Según dispone el RD 286/2006, de 10 de marzo:

“....El empresario deberá llevar a cabo una vigilancia de la salud de los trabajadores, y estos someterse a esta,.....”

“...Los trabajadores cuya exposición al ruido supere los valores superiores de exposición que dan lugar a una acción tendrán derecho a que un médico lleve a cabo controles de su función auditiva...”

“...También tendrán derecho al control audiométrico preventivo los trabajadores cuya exposición supere los valores inferiores de exposición que dan lugar a una acción cuando la evaluación indiquen un riesgo para su salud...”

Cuando se ponga de manifiesto una lesión auditiva diagnosticable, el médico evaluará si la lesión puede ser consecuencia de la exposición y comunicará al trabajador el resultado. Por su parte el empresario deberá:

- Revisar la evaluación de riesgos.
- Revisar las medidas previstas para eliminar el riesgo.
- Tener en cuenta las indicaciones del médico.
- Disponer una vigilancia sistemática de la salud.

La Vigilancia de la Salud tiene un carácter voluntario. No obstante el trabajador deberá someterse obligatoriamente a dicha Vigilancia, en los casos



especiales que dispone la ley, sobre todo cuando de su estado de salud dependa la seguridad de otros trabajadores.

2.30 El confort acústico.

El confort acústico es aquella situación en la que el nivel de ruido provocado por las actividades humanas resulta adecuado para el descanso, la comunicación y la salud de las personas.

Desde el punto de vista laboral, podemos definir confort acústico como el nivel de ruido que se encuentra por debajo de los niveles legales establecidos que potencialmente causan daños a la salud. Este nivel de ruido, además, ha de ser aceptado como confortable por los trabajadores expuestos al mismo.

El confort acústico es el nivel sonoro que no molesta, que no perturba y que no causa daño directo a la salud.

Cuando una persona percibe un sonido, la carencia de confort acústico de dicha percepción se denomina disconfort acústico y el sonido pasará a ser un ruido.

El disconfort produce efectos extra auditivos que son variados y entran dentro del campo de la ergonomía. Éstos pueden ser:

a) Subjetivos: El efecto indeseable del ruido es el más común, ya que un mismo ambiente acústico puede ser desagradable para una persona y para otra no.

b) Conductuales: El disconfort acústico afecta al comportamiento de los trabajadores, por perturbar el rendimiento en el trabajo y la comunicación entre trabajadores, y siempre se manifiesta como queja directa de éstos.

c) Psicofisiológicos: el ruido produce variaciones en la frecuencia cardíaca, aumento de la presión sanguínea, contracciones musculares, efectos sobre el sueño, etc.

Las molestias o quejas, como se observa en el diagrama siguiente tienen su razón en los factores explicados a continuación:



Fig. 65. Molestias originadas por el Ruido

a) Depende de la actitud del sujeto. De su aceptabilidad o no, de ahí la dificultad de evaluarlo.

b) Depende de las características físicas del ruido. Como elemento objetivo hay que considerar:

- Tipo de tonos: los tonos puros (los que no varían de frecuencia) son más molestos que los compuestos, y más aún cuando se emiten en frecuencias audibles (500-2000Hz).

- Frecuencia: las frecuencias altas son más molestas que las bajas, y éstas se miden para valorar la molestia del ruido. Sin embargo en la interferencia del habla se miden las frecuencias centrales.

- La variación y aleatoriedad en el ruido incrementa la molestia.

c) Depende de las características no físicas. El ruido será más molesto cuanto menos predecible sea.

d) Depende del tipo de actividad. Según el grado de complejidad, grado de atención o minuciosidad de la tarea la razón del discomfort acústico es la alteración del proceso cognitivo y la necesidad de concentrarse, de ahí que el rendimiento se verá afectado.

Existen dos técnicas que, adecuadamente combinadas, permiten obtener un ambiente acústico de confort en el interior de un recinto:

- **El Acondicionamiento Acústico**. Mediante la utilización de determinados materiales se puede incrementar la absorción acústica de un recinto, reduciendo con ello el sonido reflejado por los límites del local. El resultado es una reducción del nivel de ruido.



- **El Aislamiento Acústico.** Utilizando materiales aislantes, podemos reducir la transmisión de ruidos entre dos locales colindantes o entre el exterior y el recinto que tratamos de proteger.

(Ambas técnicas serán, ampliamente desarrolladas más adelante).

2.31 Efectos de las vibraciones en la salud humana.

Los factores determinantes de los efectos producidos por la acción de las vibraciones sobre el organismo, son:

a) Zona afectada del cuerpo (totalidad o parte):

Los efectos estudiados con mayor profundidad, son los que tienen una repercusión sobre el cuerpo entero y las que afectan al subsistema mano-brazo, para las que se han establecido criterios de valoración propios (Norma Básica de Vibraciones, Normas ISO, Normas AENOR, etc.).

La sintomatología producida sobre el cuerpo entero es muy diversa, y va a depender de muchos otros factores, que se describirán más adelante.

Las vibraciones que afectan al sistema mano-brazo corresponden generalmente a frecuencias comprendidas entre 20 y 1.000 Hz. Cuando su acción se dirige al subsistema mano-brazo, aparece:

- Una sintomatología específica, conocida como “síndrome de Raynaud”, o “síndrome de los dedos blancos”, caracterizada por la aparición de hormigueo, entumecimiento y sensibilización al frío, en las falanges de los dedos afectados.

- Trastornos en huesos y articulaciones. Los signos y síntomas incluyen rigidez y dolor en varias zonas de los miembros superiores, quistes en huesos, trastornos en las manos y muñecas, anormalidades en el codo y problemas en el hombro.

- Trastornos neurológicos y musculares. Algunos de estos efectos se asocian con la aparición del “dedo blanco”. Los efectos neurológicos se han asociado a un amplio espectro de frecuencias.

b) Características físicas del entorno vibracional: dirección, frecuencia y amplitud.

En general, el coeficiente de absorción de las vibraciones para el cuerpo humano es inversamente proporcional a la frecuencia; por ello, esta última será uno de los factores determinantes de la acción de las vibraciones sobre el cuerpo humano, así como de la zona que va a ser afectada.



Atendiendo a esta característica física, y según sus efectos sobre la totalidad del cuerpo pueden distinguirse tres grupos de vibraciones:

- De muy bajas frecuencias (inferiores a 1 hertzio o ciclo por segundo): Cuyo mecanismo de acción se centra en las variaciones de aceleración provocadas en el aparato vestibular del oído, originando, fundamentalmente, alteraciones del sentido del equilibrio (mareos, náuseas, vómitos), frecuentes en los medios de transporte sometidos a oscilaciones angulares.

- De bajas y medias frecuencias (de hertzios a decenas de hertzios): Que centrarán su acción sobre la columna vertebral (lumbalgias, dolores cervicales, agravación de lesiones raquídeas ya existentes, a lo que pueden contribuir los vicios posturales), aparato digestivo (hemorroides, diarreas, dolores abdominales), visión (disminución de la agudeza visual por resonancia), función respiratoria, y, ocasionalmente, función cardiovascular, llegando a inhibir los reflejos que intervienen en el control de los movimientos, degradando el buen funcionamiento de la motricidad del individuo afectado.

- De alta frecuencia (20 - 1.200 hertzios): Cuyos efectos se manifestarán como trastornos osteomusculares objetivables radiológicamente tales como artrosis del codo, lesiones de muñeca (neurosis aséptica de semilunar o enfermedad de Kiembock), alteraciones angioneuróticas de la mano tales como calambres que pueden acompañarse de trastornos prolongados de la sensibilidad (síndrome de los dedos muertos o síndrome de Raynaud) y aumento de la incidencia de enfermedades de estómago.

c) Tiempo de exposición y su reparto.

Distinguiremos exposiciones breves y de larga duración. Éstas, a su vez, pueden ser continuas o intermitentes.

Las exposiciones prolongadas suelen afectar a la región lumbar de la columna vertebral. Las de corta duración, observadas durante o después de una jornada de trabajo, suelen dirigir su acción sobre el sistema nervioso central, causando estados de fatiga, dolores de cabeza, insomnio, y otros síntomas inespecíficos de la exposición a vibraciones.

d) Naturaleza de la actividad industrial y de la posición del individuo.

En cuanto a la posición del individuo, se sabe que la tolerancia frente a las vibraciones es menor en un sujeto sentado que en otro que se halle de pie, como así lo reflejan los criterios de valoración.

En el Real Decreto 1995/1978, de 12 de mayo, por el que se aprueba el Cuadro de Enfermedades Profesionales en el Sistema de la Seguridad Social (sustituido y derogado por el Real Decreto 1299/2006, de 10 de noviembre, por el que se aprueba y actualiza dicho cuadro de enfermedades profesionales en el sistema de la Seguridad Social y se establecen criterios para



su notificación y registro), se incluyen las enfermedades osteomusculares o angioneuróticas provocadas por las vibraciones mecánicas.

2.32 NORMATIVA APLICABLE.

Estos son los criterios de exposición al ruido, normas más importantes y legislación aplicada y vigente a día de hoy. (Se han incluido algunas normas que, aunque están derogadas, han tenido una gran importancia y peso históricos en referencia al tema de protección laboral y/o de diseño respecto a la exposición y transmisión de ruido y vibraciones).

2.32.1 Normativa sobre la exposición y el control de ruido y vibraciones

2.32.1.1 Directiva 86/188/CEE del 12 de mayo del 1986 relativa a la protección de los trabajadores contra los riesgos debidos a la exposición al ruido durante el trabajo. Derogada por la directiva 2003/10/CEE del 6 de febrero de 2003

2.32.1.2 Directiva 89/391/CEE del 12 de junio del 1989 relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud de los trabajadores en el trabajo

2.32.1.3 Directiva 2002/44/CEE del 25 de junio del 2002 sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud relativas a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (vibraciones)

2.32.1.4 Directiva 2003/10/CEE del 6 de febrero de 2003 sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud relativas a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (ruido) que deroga la directiva 86/188/CEE del 12 de mayo del 1986

2.32.1.5 Directiva 2006/42/CE del 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas, publicada en el DOUE del 9 de junio de 2006.

Esta nueva directiva introduce algunas modificaciones con respecto al ruido; la más relevante es quizá la obligación de medir la potencia acústica emitida por la máquina si el nivel de presión acústica de emisión ponderado A supera, en los puestos de trabajo, 80 dBA, en lugar de los 85 dBA de la anterior directiva.

2.32.1.6 Norma UNE EN ISO 4869-2 de 1996 Acústica. Protectores auditivos contra el ruido. Parte 2: Estimación de los niveles efectivos de presión sonora ponderados A cuando se utilizan protectores auditivos.

2.32.1.7 Norma UNE EN ISO 458 del 10 de marzo de 2005 Protectores auditivos contra el ruido. Recomendaciones relativas a la selección, uso, precauciones de empleo y mantenimiento.



2.32.1.8 Norma UNE-EN ISO 354:2004 Acústica. Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante.

Esta norma regula, para los materiales más utilizados en construcción y acondicionamiento acústico de recintos, la obtención de sus diferentes coeficientes de absorción acústica

2.32.1.9 Real Decreto 1311/2005 del 4 de noviembre de 2005 sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.

2.32.1.10 Real decreto 1316/1989 del 27 de octubre de 1989 sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo. (Vigente hasta el 15 de febrero de 2008)

2.32.1.11 Real Decreto 286/2006 del 10 de marzo de 2006 sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido, que deroga el Real Decreto 1316/1989

Este real decreto tenía una moratoria para entrar en vigor que afectaba a los lugares de música y ocio que expiró el 15 de febrero de 2008 y otra moratoria que afectaba al personal de los buques de navegación marítima que expiró el 15 de febrero de 2011.

Es decir. Actualmente esta norma tiene vigencia plena y es de obligado cumplimiento. Actualmente este real decreto es la disposición fundamental en España en lo referente a ruido en el trabajo y establece las responsabilidades del empresario en este campo.

2.32.1.12 Real Decreto 486/1997 del 14 de abril de 1997 por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo.

Es importante destacar dos párrafos de este real decreto que, creo sintetizan la filosofía principal de su objetivo:

Artículo 7. Condiciones ambientales de los lugares de trabajo), donde se indica:

“1. La exposición a las condiciones ambientales de los lugares de trabajo no deberá suponer un riesgo para la seguridad y salud de los trabajadores.

2. La exposición a los agentes físicos, químicos y biológicos del ambiente de trabajo se regirá por lo dispuesto en su normativa específica.”

En el punto 2 del Anexo III dice:

“Asimismo, y en la medida de lo posible, las condiciones ambientales de los lugares de trabajo no deben constituir una fuente de incomodidad o molestia para los trabajadores....”



2.32.1.13 Real Decreto 485/1997 del 14 de abril de 1997 sobre disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en el trabajo.

En el anexo IV de este Real Decreto titulado: Señales luminosas y acústicas. En su punto 2 vienen descritas las características acústicas y requisitos de uso de las señales acústicas.

“1º. La señal acústica deberá tener un nivel sonoro superior al nivel de ruido ambiental, de forma que sea claramente audible, sin llegar a ser excesivamente molesto. No deberá utilizarse una señal acústica cuando el ruido ambiental sea demasiado intenso.”

En la guía técnica del INSHT sobre señalización se recomienda que para que una señal acústica sea audible en cualquier zona del recinto deberá tener un nivel sonoro de al menos 10 dBA superior al del ruido ambiente y no se recomienda que sobrepase los 120 dBA en periodos muy cortos.

2.32.1.14 Real Decreto 488/1997 del 14 de abril de 1997 sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo que incluye pantallas de visualización y la guía correspondiente editada por el INSHT.

En este Real Decreto se puede destacar el siguiente párrafo:

“d. El ruido producido por los equipos instalados en el puesto de trabajo deberá tenerse en cuenta al diseñar el mismo, en especial para que no se perturbe la atención ni la palabra.”

En la guía del INSHT incluida en este Real Decreto se recomienda que el nivel sonoro en los puestos de trabajo con pantallas de visualización sea lo más bajo posible. Para ello, es preciso utilizar equipos con una emisión sonora mínima, unido al acondicionamiento de la acústica del local. Para tareas difíciles y complejas (que requieren concentración) el nivel sonoro continuo equivalente, LA_{eq} , que soporte el usuario, no debería exceder los 55 dB(A).”

2.32.1.15 Real Decreto 1215/1997 del 18 de Julio de 1997 por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

“17. Todo equipo de trabajo que entrañe riesgos por ruido, vibraciones o radiaciones deberá disponer de las protecciones o dispositivos adecuados para limitar, en la medida de lo posible, la generación y propagación de estos agentes físicos.”

2.32.1.16 Real Decreto 1435/1992 del 27 de noviembre, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del consejo 89/392/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.

En su Anexo I “Requisitos esenciales de seguridad y salud relativos al diseño y fabricación de las máquinas y de los componentes de seguridad”.



La normativa aplicable a máquinas nuevas exige que el fabricante aplique las medidas adecuadas en el diseño, de manera que los riesgos que resulten de la emisión de ruido o de las vibraciones producidas se reduzcan al nivel más bajo posible. Además, debe indicar en el manual de instrucciones los niveles de emisión de ruido y, en el caso particular de las máquinas portátiles o guiadas a mano, las informaciones relativas a las vibraciones producidas durante su funcionamiento habitual.

2.32.1.17 Real Decreto 1371/2007 del 19 de Octubre de 2007. por el que se aprueba el Documento Básico "DB-HR Protección frente al ruido" del **Código Técnico de la Edificación (CTE)**. De obligado cumplimiento para todos los edificios que se comiencen a construir en España a partir del 29 de Marzo de 2007.

2.32.1.18 NBE-CA-88 del 29 de septiembre de 1988. Norma Básica de la Edificación sobre Condiciones Acústicas en los edificios. Derogada y recogida en el actual **Código Técnico de Edificación (CTE)** aprobado por el Real Decreto 1371 del 19 de Octubre de 2007.

2.32.1.19 Norma ISO-1999 de 1990 Acústica – Determinación de la exposición a ruido laboral y estimación de la pérdida auditiva inducida por ruido.

2.32.1.20 Norma ISO-10844 de 2011 Acústica – Especificación para la medición de ruidos emitidos por vehículos en carretera y sus neumáticos.

2.32.1.21 Norma ISO-12001 de 1997 Acústica – Ruido emitido por máquinas y equipos: Reglas para la preparación y presentación de un código de ensayo de ruido.

2.32.1.22 Norma ISO-9921 de 2004 Acústica – Evaluación ergonómica de la comunicación oral.

Esta norma recomienda el método SIL (*Speech interference level*) para valorar la interferencia del ruido en la comunicación verbal.

2.32.1.23 Norma ISO-266 de 1998 Acústica – Frecuencias preferentes. (ISO 266:1997).

2.32.1.24 IEC Estándar 60651 de 1979 Especificaciones para medidores de sonido (reemplazada por la IEC 61672 del 2002).

2.32.1.25 IEC Estándar 60804 de 2000 Especificaciones para medidores de sonido integrados (reemplazada por la IEC 61672 del 2002).

2.32.1.26 IEC Estándar 61260 de 1995 Electroacústica. Filtros de banda de octava y de una fracción de banda de octava.

2.32.1.27 IEC Estándar 61672 de 2002 Electroacústica. Medidores de sonido.



2.32.1.28 IEC Estándar 60942 de 2002 Electroacústica. Calibradores de sonido.

2.32.1.29 ASTM Estándar E1573-9 del 2002 Método de prueba estándar para la Evaluación de enmascaramiento de sonido en las oficinas abiertas Usando Niveles de presión sonora medidos en dbA a un tercio de banda de octava.

2.32.1.30 ASTM Estándar E1574-98 del 2006 Método para la medición del sonido en espacios residenciales.

2.32.1.31 ANSI Estándar S1.4A revisión del 2006 Especificaciones de la American National Standard para Sonómetros.

2.32.1.32 ANSI Estándar S1.43 revisión del 2007 Especificaciones de la American National Standard para Sonómetros integrados.

2.32.1.33 ANSI S12.2 revisión de 2008 Criterios para la evaluación de ruido en locales.

2.32.1.34 ANSI S2.27-2002 revisión de 2007 Evaluación de las vibraciones de la maquinaria buque de propulsión.

2.32.1.35 SNAME T&R 2-29A de 2004 Medición y Evaluación de la vibración de la estructura y las máquinas en los buques.

2.32.1.36 Norma ISO-10816 de 1995 Vibraciones mecánicas. Evaluación de las vibraciones de las máquinas por medio de mediciones sobre partes no giratorias.

2.32.1.37 Norma ISO-2372 de 1974 Vibraciones mecánicas. Normas de evaluación para las vibraciones de las máquinas rotativas con velocidades comprendidas entre los 10 a 200 RPM.

2.32.1.38 Norma ISO-3945 de 1985 Vibraciones mecánicas. Normas de evaluación para las vibraciones de las grandes máquinas rotativas con velocidades comprendidas entre los 10 a 200 RPM.

2.32.1.39 Norma ISO-7919 de 2005 Vibraciones mecánicas. Normas de evaluación para las vibraciones de los grandes ejes rotativos. Para grandes potencias y altas RPM.

2.32.1.40 Norma ISO-2631 de 2011 Vibraciones y choques mecánicos. Evaluación de la exposición humana a las vibraciones de cuerpo entero.

2.32.1.41 Norma UNE-EN ISO 11690-2 de 1997 Acústica. Práctica recomendada para el diseño de puestos de trabajo con bajo nivel de ruido que contienen maquinaria. Parte 2: Medidas de control del ruido. Esta norma proporciona estrategias para el tratamiento de los problemas de ruido tanto



en lugares de trabajo existentes como planificados, mediante los conceptos básicos de control del ruido.

2.32.1.42 Norma UNE 74-023-92: Acústica. Determinación de la exposición al ruido en el trabajo y estimación de las pérdidas auditivas inducidas por el ruido.

2.32.2 Notas Técnicas de Prevención (NTP) Vigentes del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo español

2.32.2.1 NTP 270: Evaluación de la exposición al ruido. Determinación de niveles representativos.

2.32.2.2 NTP 284: Audiometría tonal liminar: Exploraciones previas y vía aérea.

2.32.2.3 NTP 285: Audiometría tonal liminar: Vía ósea y enmascaramiento.

2.32.2.4 NTP 287: Hipocausia laboral por exposición al ruido: Evaluación clínica y diagnóstico.

2.32.2.5 NTP 503: Confort acústico: El ruido en oficinas.

2.32.2.6 NTP 716: Convenios de la OIT relacionados con la seguridad y la salud en el trabajo. Donde es especialmente interesante la parte que habla sobre la protección de los trabajadores contra los riesgos profesionales debidos a la contaminación del aire, el ruido y las vibraciones en el lugar de trabajo.

2.32.2.7 NTP 795: Evaluación del ruido en ergonomía: Criterio RC Mark II.

2.32.2.8 NTP 784: Evaluación de las vibraciones de cuerpo completo sobre el confort, percepción y mareo producido por el movimiento.

2.32.2.9 NTP 839: Exposición a vibraciones mecánicas: Evaluación del riesgo.

2.32.3 Reglamentación Internacional específica para buques:

2.32.3.1 Resolución 468 (XII) de la Organización Marítima Internacional (OMI) del 19 de Noviembre 1981 Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques.

2.32.3.2 Resolución A.343 (IX) de la Organización Marítima Internacional (OMI) del 12 de Noviembre 1975 Recomendación sobre métodos para medir niveles de ruido en los puestos de escucha de los buques.



2.32.3.3 ISO 6954 (1984) e ISO 6954 (Revisión del 2000) Vibraciones mecánicas - Directrices para la medición, notificación y evaluación de las vibraciones con respecto a la habitabilidad de los buques mercantes y de pasaje.

2.32.3.4 Reglamentos de las sociedades de clasificación internacionales de buques: Bureau Veritas, Lloyds Register of Shipping, Det Norske Veritas, Germanitche Lloyd's, RINA, American Bureau of Shipping, etc.

2.33 Criterios de calidad y prevención acústica

2.33.1 Criterios NC (Noise Criterion).

Los criterios de ruido NC surgen de la necesidad de evaluar las condiciones de ruido existentes en espacios cerrados y para formular las especificaciones de control de ruido en los mismos. Estos criterios analizan el total del ruido presente, a partir de la medición de los valores individuales de ruido por octava y al trazado de una curva descriptiva de su comportamiento.

El criterio basado en curvas NC data de 1957 y se originó con el objetivo de obtener, en espacios cerrados, buena inteligibilidad de la palabra, el placer de escuchar música o ambos.

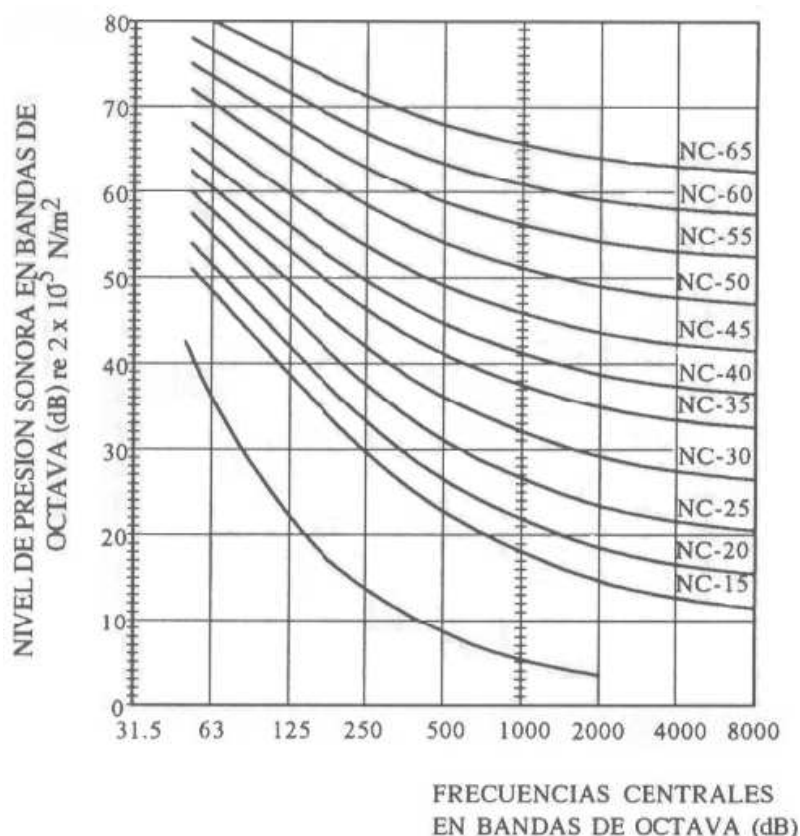


Fig. 66. Curvas NC

Las curvas tienen en consideración la menor sensibilidad del oído en frecuencias bajas. Sin embargo, al evaluar la molestia subjetiva, se debe tener en cuenta las vibraciones que se producen con frecuencias muy bajas y ge-



neran altos niveles ruido. La forma de la curva nos mostrará la gravedad del problema a resolver en el recinto bajo estudio, al permitirnos comparar el espectro de la medición realizada con la curva de criterio exigido.

2.33.2 Criterios NPC (Noise Preferred Criterion).

Este criterio nace a raíz de nuevos estudios psicoacústicos, en el año 1971 que modificaron los perfiles NC, creándose los perfiles PNC que se observan en la figura, cuyas principales modificaciones respecto a los criterios NC fueron:

- El cambio de niveles en la octava de 63 Hz.
- El reemplazo de niveles para las octavas de 500, 1000 y 2000 Hz., a fin de corresponderlos con los criterios de interferencia de la palabra.
- El ajuste de los niveles en las octavas bajas, para correlacionarlos con la información actualizada del umbral de audición para ruido continuo.
- Estas curvas tienen valores que son de alrededor de 1 dB menos que las curvas NC en las cuatro bandas de octava 125, 250, 500 y 1000 Hz,
- En la banda de 63 Hz, los niveles permisibles son 4 ó 5 dB inferiores.

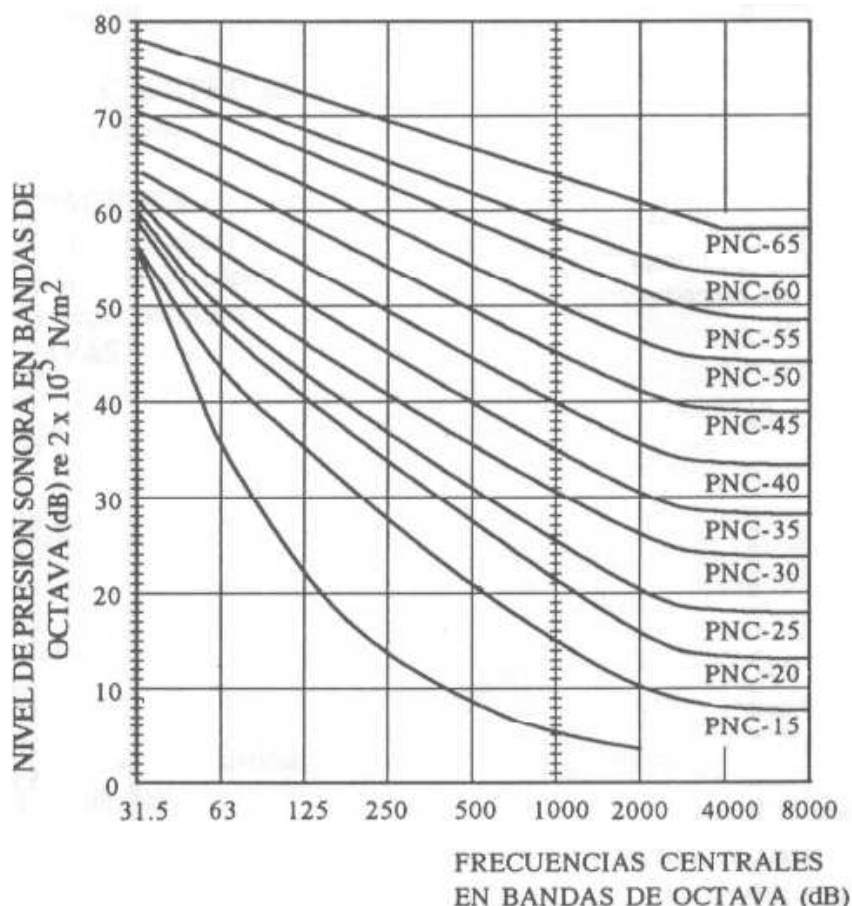


Fig. 67. Curvas PNC



En general, los estudios sobre acústica prefieren referirse, de forma habitual, a las curvas NC en detrimento de las PNC.

2.33.3 TLVS "Threshold Limit Values" (Valores umbrales límite).

Estos criterios han sido desarrollados por la A.C.G.I.H. "American Conference of Governmental Industrial Hygienists" (EE.UU.).

2.33.4 PEL "Permissible Exposure Limits" (Límites permitidos de exposición).

Estos criterios fueron desarrollados por la O.S.H.A. "Occupational Safety and Health Administration" (EE.UU.).

2.33.5 REL "Recommended Exposure Limits" (Límites recomendados de exposición).

Estos criterios han sido desarrollados por la N.I.O.S.H. "National Institute for Occupational Safety and Health" (EE.UU.).

2.33.6 Criterio NR (Noise Rating) Representan las Curvas de niveles de ruido aceptables.

Estas curvas establecen límites aceptables de confortabilidad (nivel de confort exigido) en diferentes espacios en los que existen unos niveles de ruido de fondo estables. Este nivel de confort exigido variará con el tipo de local y/o usos que tenga.

El método permite asignar al espectro de frecuencias de un ruido, medido en bandas de octava, un solo número NR (según método recogido en las normas ISO R-1996 y UNE 74-022), que corresponde a la curva que representa los niveles obtenidos, para cada banda de frecuencias centrales de octava, del ruido medido.

Los gráficos de nivel de ruido trazados para las frecuencias centrales del espectro sonoro se comparan con la curva NR que define el valor absoluto de nivel global de ruido exigible para el local donde se realiza la medición. Como ya se ha dicho, este nivel global de ruido variará con la habitación y/o los usos o actividades que se desarrollen en ella o, simplemente, puede variar porque la exigencia para el nivel global de ruido del local sea diferente según unas condiciones u otras para locales similares con usos similares.

Las curvas NR son la versión Europea de las curvas NC utilizadas en EE.UU. y aunque no son iguales, guardan una gran similitud.

Las curvas NR, son las desarrolladas por la ISO bajo normativa europea y, por ello, las de mayor aplicación en Europa (tanto en el mundo terrestre



como en el naval) y formarán la parte principal de comparación del estudio que el autor a llevado a cabo para la realización de esta tesis.

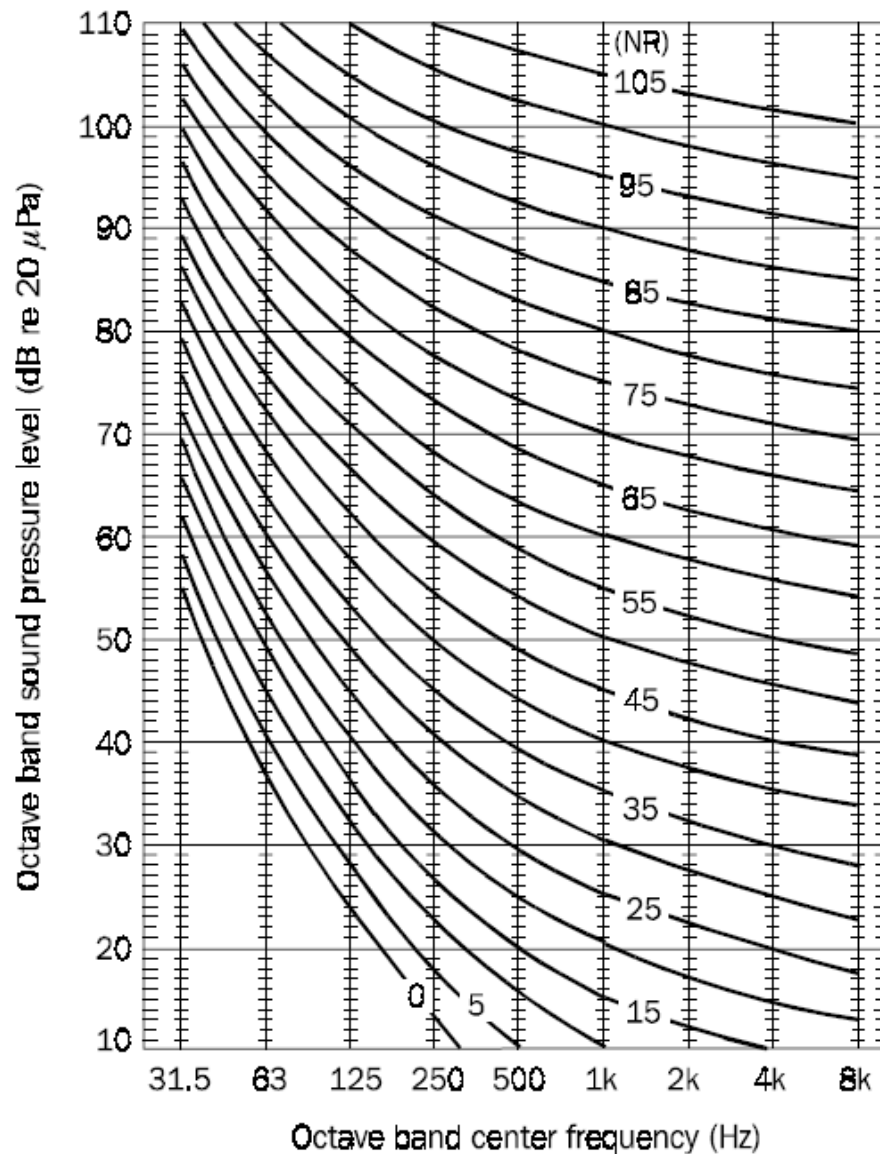


Fig. 68. Curvas NR

2.33.7 Criterio NBC (Balanced Noise Criteria).

Este criterio se aplica a recintos cerrados ocupados por personas y sirven para establecer niveles de presión sonora referenciales en frecuencias de banda de octava para el ruido de fondo del lugar.

Estas curvas fueron creadas con el propósito de que el ruido de fondo no interfiera con el tipo de actividad que se desarrolla en un determinado recinto, permitiendo, además, que la comunicación entre las personas existentes dentro del recinto sea satisfactoria.

Las curvas NCB fueron creadas por Beranek (1989) y son utilizadas en el diseño y estudio acústico de oficinas, tiendas, comercios, etc.



Por ejemplo: para distribuir los diferentes puestos de trabajo de una oficina se pueden utilizar las curvas NBC para apoyarse en un criterio basado en la interferencia acústica que, a la hora de realizar una medición pueda detectarse como ruido de fondo siendo susceptible de alterar la comunicación entre las personas que ocupan los diferentes puestos de trabajo de la oficina y, de este modo, alterar su confort acústico creando interferencias que dificulten la comunicación entre ellas o su propia concentración en el trabajo que estén realizando.

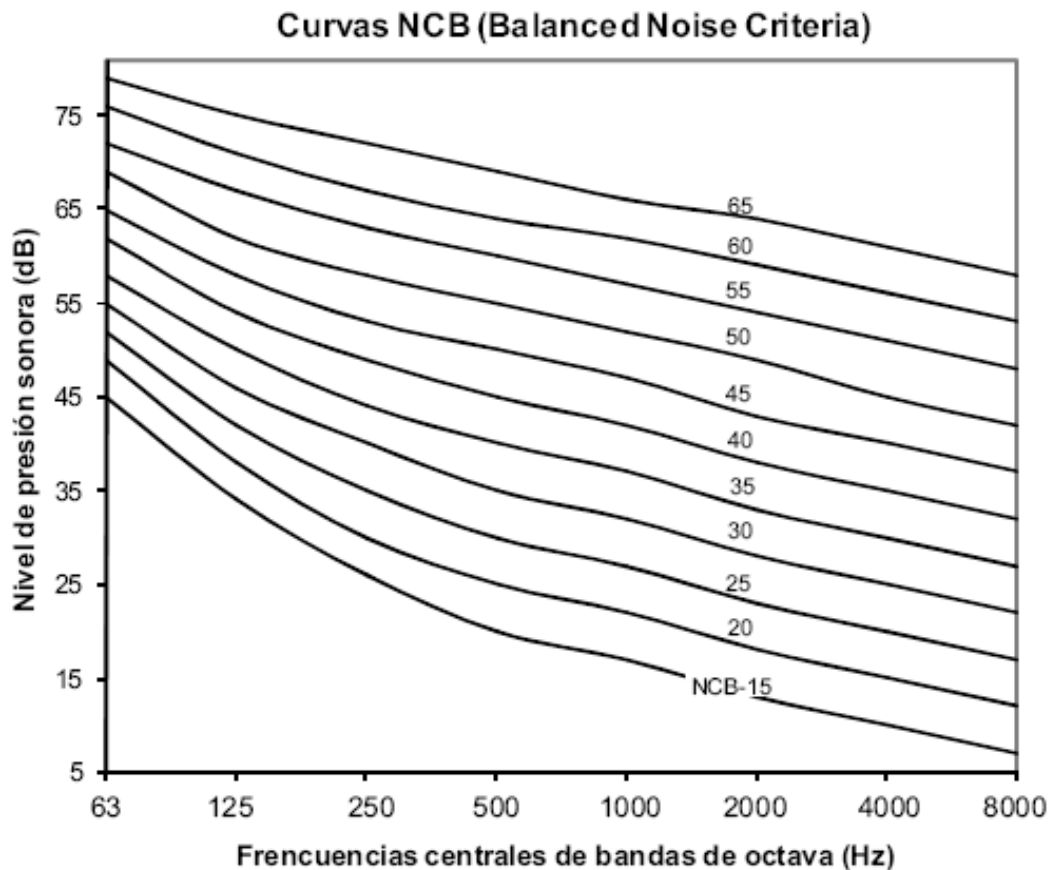


Fig. 69. Curvas NCB

2.33.8 Nivel de interferencia conversacional (índice PSIL).

Valora la capacidad de un ruido de fondo estable cuando interfiere en la conversación entre dos personas dentro un entorno libre de superficies reflectantes.

Se determina mediante el cálculo del índice PSIL (tal y como se indica en la norma ISO 9921-1:1996) y se puede definir como la media aritmética de los niveles de presión sonora para las frecuencias conversacionales de 500, 1000, 2000 y 4000 Hz).

Proporciona las distancias máximas a las que se puede mantener una conversación inteligible, con voz normal o con voz muy alta en función de los



diferentes valores obtenidos del índice PSIL (nivel de ruido de fondo máximo para que se entienda la voz).

Este método es útil para la valoración de ruidos de fondo estables y continuos.

PSIL (dB)	Distancia máx. a la que se considera inteligible una conversación normal (m)	Distancia máx. a la que se considera inteligible una conversación en voz muy alta (m)
35	7,5	15
40	4,2	8,4
45	2,3	4,6
50	1,3	2,6
55	0,75	1,5
60	0,42	0,85
65	0,25	0,50
70	0,13	0,26

Tabla 13. Distancias máximas para una conversación inteligible en función del índice PSIL

2.33.9 Curvas de valoración NR (Noise Rating), NC (Noise Criterion), PNC (Preferred Noise Criterion) y NBC (Balanced noise criteria)

Estas curvas de valoración ya han sido definidas y presentadas anteriormente y sirven para establecer los límites aceptables de confortabilidad de los diferentes espacios en los que existen unos niveles de ruido de fondo estables.

Estos métodos permiten asignar al espectro de frecuencias de un ruido, medido en bandas de octava, un solo número NR, NC, PNC o NBC que corresponde a la curva que queda por encima de los puntos que representan los niveles obtenidos en cada banda del ruido medido.

De esta forma cada uno de los espacios medidos obtiene una “categoría de confort acústico” definida para la curva o criterio que se utilice.

Las curvas de valoración NR (Noise Rating), NC (Noise Criterion) y PNC (Preferred Noise Criterion), establecen límites aceptables de confortabilidad en diferentes espacios en los que existen unos niveles de ruido de fondo estables.



El método permite asignar al espectro de frecuencias de un ruido, medido en bandas de octava, un solo número NR, NC o PNC, que corresponde a la curva que queda por encima de los puntos que representan los niveles obtenidos en cada banda del ruido medido

2.33.9.1 Curvas de valoración NR

Son las del método recogido en la norma ISO 1996. Es el método utilizado en Europa.

Curvas NR	Frecuencia central de la banda de octava (Hz) (Mediciones de L_p en dB)							
	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
50	75	65	58	53	50	47	45	43
45	71	61	54	49	45	42	40	38
40	67	57	49	44	40	37	35	33
35	63	52	44	38	35	32	30	28
30	59	48	40	34	30	27	25	23
25	55	44	35	29	25	22	19	18
20	51	39	31	24	20	17	14	13

Tabla 14. Valores tabulados de las curvas NR

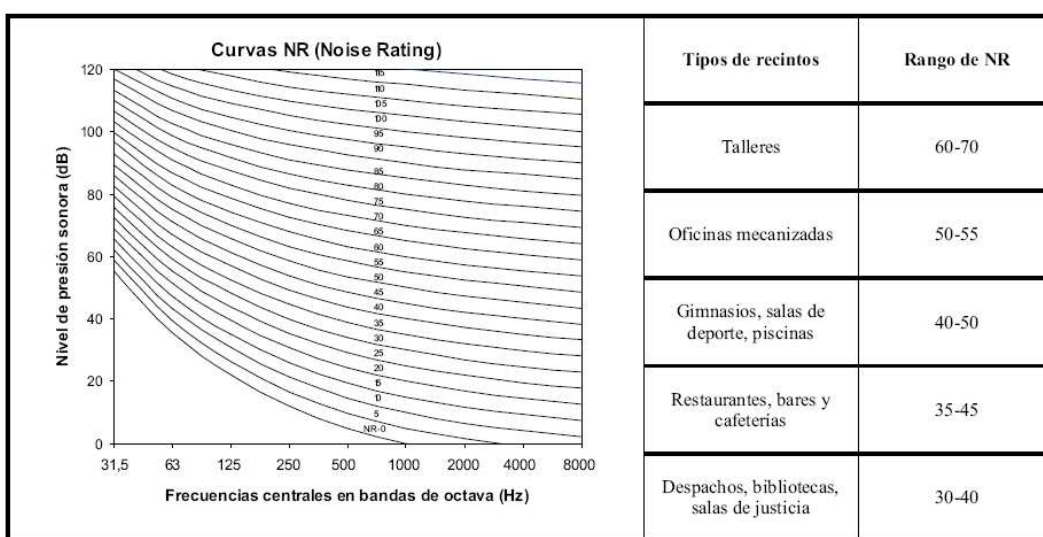


Fig. 70. Curvas de valoración NR



2.33.9.2 Curvas de valoración NC.

Son las recogidas en el método de la American Society of Heating, Refrigeration and Air Aconditioning Engineers (ASHRAE). Se utilizan, principalmente en Estados Unidos.

Curvas NC	Frecuencia central de la banda de octava (Hz) (Mediciones de L_p en dB)							
	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
70	83	79	75	72	71	70	69	68
65	80	75	71	68	66	64	63	63
60	77	71	67	63	61	59	58	57
55	74	67	62	58	56	54	53	52
50	71	64	58	54	51	49	48	47
45	67	60	54	49	46	44	43	42
40	64	57	50	45	41	39	38	37
35	60	52	45	40	36	34	33	32
30	57	48	41	35	31	29	28	27
25	54	44	37	31	27	24	22	21
20	51	40	33	26	22	19	17	16
15	47	36	29	22	17	14	12	11

Tabla 15. Valores tabulados de las curvas NC

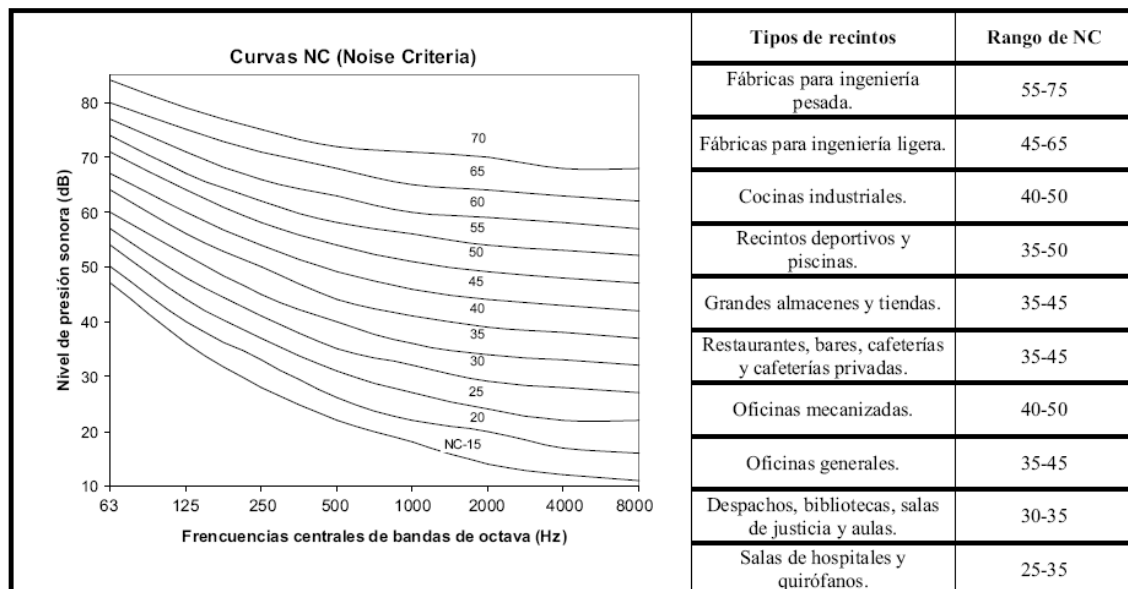


Fig. 71. Curvas de valoración NC



2.33.9.3 Curvas de valoración PNC.

Son las recogidas en el método de la Acoustical Society American.

Curvas PNC	Frecuencia central de la banda de octava (Hz) (Mediciones de L_p en dB)								
	31,5	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
65	79	76	73	70	67	64	61	58	58
60	76	73	69	66	63	59	56	53	53
55	73	70	66	62	59	55	51	48	48
50	70	66	62	58	54	50	46	43	43
45	67	63	58	54	50	45	41	38	38
40	64	59	54	50	45	40	35	33	33
35	62	55	50	45	40	35	30	28	28
30	61	52	46	41	35	30	25	23	23
25	60	49	43	37	31	25	20	18	18
20	59	46	39	32	26	20	15	13	13
15	58	43	35	28	21	15	10	8	8

Tabla 16. Valores tabulados de las curvas PNC

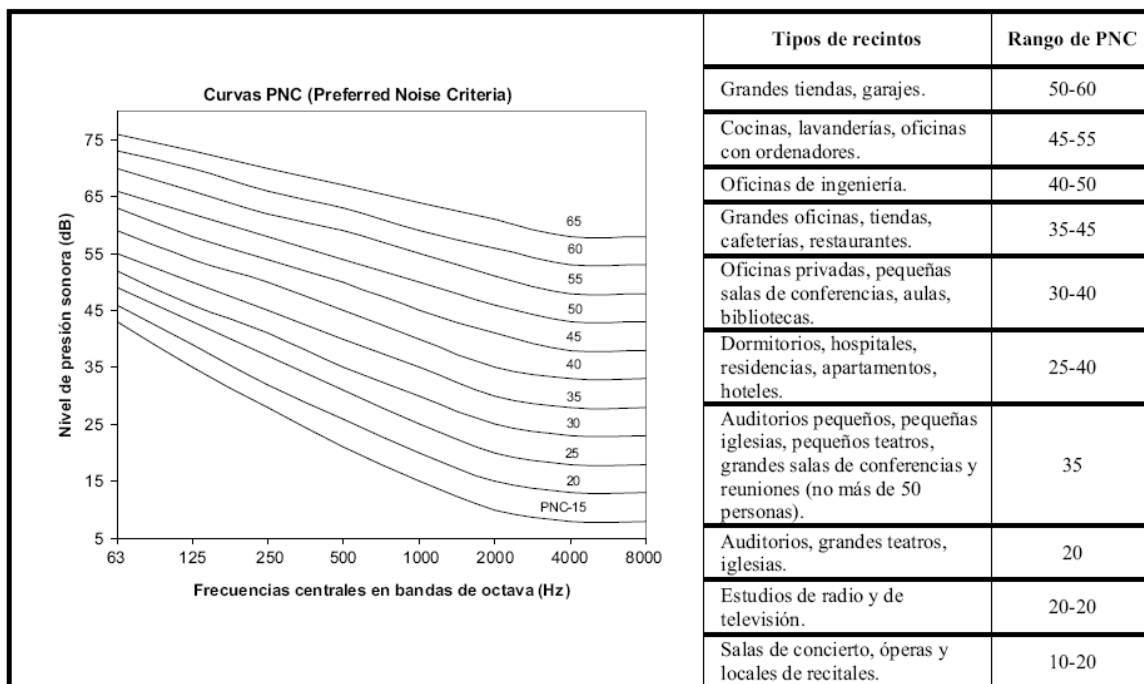


Fig. 72. Curvas de valoración PNC



2.33.9.4 Curvas de valoración NCB.

Fueron creadas por Beranek en 1989 y están desarrolladas según la norma americana ANSI S12.2.

Curvas NCB	Frecuencia centra en bandas de octava (Hz) (Mediciones Lp (dB))								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
75	59	43	30	21	15	12	8	5	2
70	61	46	34	26	20	17	13	10	7
65	63	52	42	35	30	27	23	20	17
60	65	52	42	35	30	27	23	20	17
55	68	55	46	40	35	32	28	25	22
50	71	59	50	44	40	37	33	30	27
45	73	62	54	49	45	42	38	35	32
40	76	65	58	53	50	47	43	40	37
35	79	69	62	58	55	52	48	45	42
30	82	72	67	63	60	56	54	51	48
25	85	75	71	67	64	62	59	56	53
20	88	79	75	71	69	66	64	61	58
15	91	82	79	76	74	71	69	66	63
10	94	85	83	80	78	76	74	71	69

Tabla 17. Valores tabulados de las curvas NCB

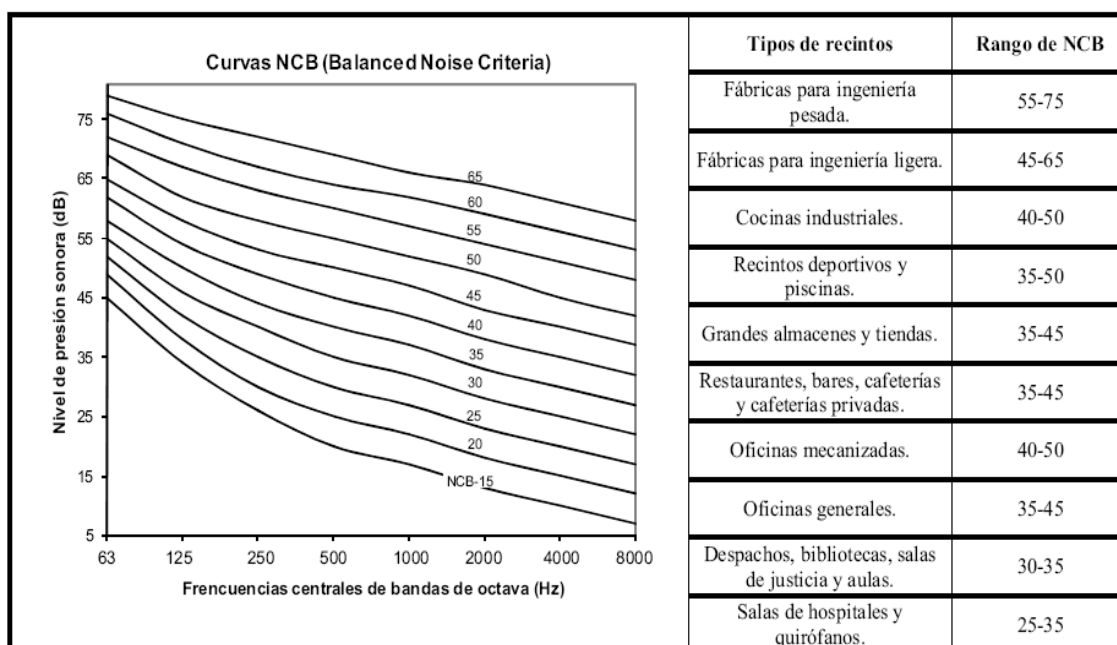


Fig. 73. Curvas de valoración NCB



2.34 Tiempo de reverberación.

Como ya hemos definido anteriormente, El tiempo de reverberación se define como el tiempo en segundos que tarda una señal acústica desde que deja de emitirse, hasta que su nivel de presión sonora disminuya 60 decibelios para una frecuencia dada.

En general, en cualquier recinto cerrado con fuentes de ruido en su interior, es capaz de generar lo que se denomina el campo reverberante.

A diferencia del campo directo, el campo reverberante es generado por las múltiples reflexiones que se producen sobre los paramentos de la sala (paredes, suelo y techo) y está directamente relacionado con la capacidad de absorción de las ondas sonoras de los materiales que recubren dichos paramentos. Por ejemplo, un local destinado a la audición (musical o palabra) debe cumplir con unos requisitos mínimos que lo caracterizan.

Por otra parte, para determinar o no el cumplimiento de los parámetros acústicos aceptables para un local cerrado, sólo los valores obtenidos mediante medidas realizadas "in situ" serán determinantes para ello, sirviendo además de base para el cálculo y estudio de soluciones.

Los criterios recomendados para la aceptación o no del tiempo de resonancia en función de los diferentes usos y/o actividades a realizar en locales cerrados, vienen definidos en la tabla siguiente (Tabla 18):

Uso del espacio	Local	Tiempo de reverberación (s)
RESIDENCIAL	Zonas de estancia	≤ 1
	Dormitorios	≤ 1
	Servicios	≤ 1
	Zonas comunes	$\leq 1,5$
ADMINISTRATIVO y de OFICINAS	Despachos	≤ 1
	Oficinas	≤ 1
	Zonas comunes	$\leq 1,5$
SANITARIO	Zonas de estancia	$0,8 \leq T_r \leq 1,5$
	Dormitorios	≤ 1
	Zonas comunes	$1,5 \leq T_r \leq 2$
DOCENTE	Aulas	$0,8 \leq T_r \leq 1,5$
	Salas de lectura	$0,8 \leq T_r \leq 1,5$
	Zonas comunes	$1,5 \leq T_r \leq 2$
AUDITORIOS SALAS DE CONGRESOS	Sala del auditorio o del congreso	$1 \leq T_r \leq 2$

Tabla 18. Tiempos de reverberación recomendados para diversos espacios y usos

El tiempo de reverberación está muy relacionado con el volumen del local cerrado que estamos evaluando. En la gráfica siguiente se ofrece un criterio



de aceptabilidad admisible para el tiempo de reverberación de un espacio cerrado en función de su volumen:

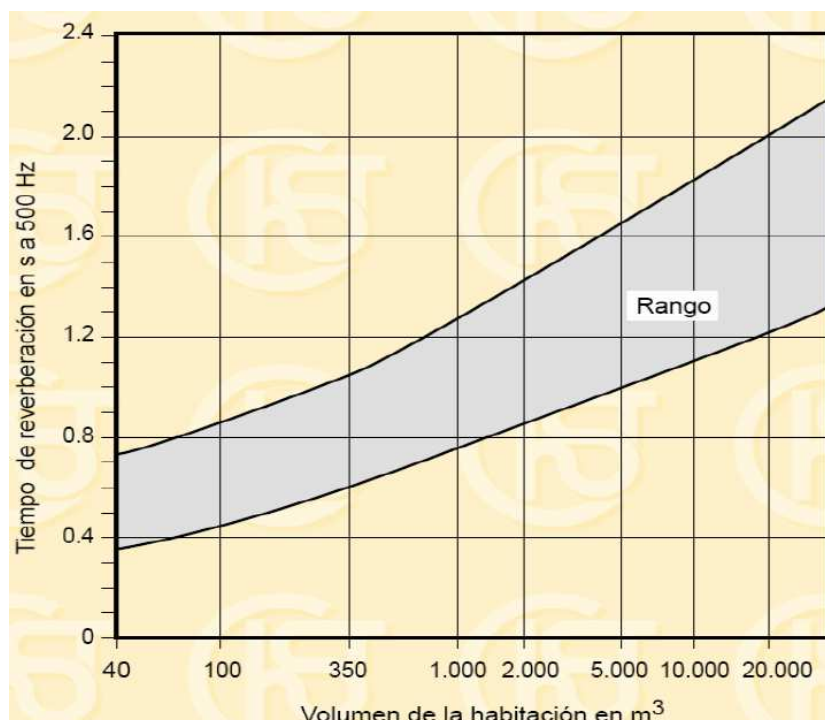


Fig. 74. Tiempo de reverberación recomendado en función del volumen del espacio cerrado

2.35 Vibraciones a bordo de buques.

La tendencia actual de las especificaciones contractuales de buques, es demandar requerimientos cada vez más exigentes desde el punto de vista de confort (vibraciones máximas de 4mm/s 0-p).

Esto hace necesario realizar, en las fases muy tempranas de proyecto, estudios analíticos que permitan el correcto dimensionamiento y rediseño del buque, desde el punto de vista dinámico. La Predicción de Vibraciones en buques mediante el método de los elementos finitos, combinada, adecuadamente, con ensayos dinámicos experimentales, constituye una herramienta básica de ingeniería para garantizar el cumplimiento de los requerimientos contractuales.

Aparte de los propios problemas estructurales y de confort que se generen con la aparición de las vibraciones excesivas, recordemos que uno de sus efectos inmediatos es la generación y transmisión de ruido, por ello, aunque no son el tema de esta tesis, no podemos obviarlas y es imprescindible hablar de ellas y tenerlas muy en cuenta.

Toda vibración es, automáticamente, una fuente de ruido y al revés, toda fuente de ruido genera una vibración.

Los requerimientos de confort en el campo de las vibraciones a bordo de un buque, están contempladas en la publicación en 1984 de la Norma



ISO 6954 (1984), posteriormente actualizada en el año 2000, que establecía una banda de ACEPTABILIDAD para las velocidades de vibración entre 4 y 9 mm/s (0-p) en el rango de 5 a 100 Hz.

Actualmente, la exigencia de un nivel máximo de vibraciones a bordo (también de ruidos) está contemplada en las especificaciones de contrato del buque y puede ser motivo de rechazo del mismo. Lo habitual es exigir un nivel máximo de 4 mm/s (0-p) para buques de pasaje y no más de 7 mm/s (0-p) en buques mercantes.

Desde finales de los noventa, en el apartado de Ruido y Vibraciones de las especificaciones, suele aparecer, además del requerimiento de la ISO 6954 y un valor contractual máximo permitido, el siguiente requerimiento adicional: “La Maquinaria deberá cumplir la norma VDI 2056 o similar”.

Las normas Estadounidenses VDI 2056 “Criterios de evaluación estándar para la vibración mecánica de máquinas” (equivalente a las ISO10816, ISO2372 en sus Cap 8 y 9 y a la ISO/IS 3945 Cap. 6) junto con la VDI 2059 “Criterios para la vibración de ejes y turbogeneradores” (Equivalente a la ISO 7919); son los criterios que establecen las bases del mantenimiento predictivo de máquinas.

Este mantenimiento predictivo (también llamado mantenimiento según condición) basado en la medición y, posterior, interpretación de las medidas de vibraciones y otros datos como temperatura, nivel sonoro, carga, presión, flujo, excentricidades de un eje, etc..., permitiéndonos adelantarnos al fallo de algún elemento y, de esta forma, poder corregir y/o minimizar, dicho fallo, antes de causar daños mayores. Esto supone un ahorro muy importante de tiempo y, sobre todo, de costes en el mantenimiento de las máquinas, aumentando notablemente su disponibilidad, reduciendo los costes de mantenimiento y explotación del buque.

Al exigir en la especificación del buque el cumplimiento de estas normas específicas para vibraciones en maquinaria, el armador, se garantiza, por ejemplo, que:

- No quedan ocultos ciertos vicios ó defectos, como resonancias en determinado tipo de bombas verticales: de agua, aceite, etc., que su experiencia le ha demostrado le pueden llevar a dar indisponibilidad del buque (dependiendo de la criticidad del equipo) ó a tener que desmontar equipos para cambiar componentes (por ejemplo rodamientos) en períodos de tiempo inferiores al “tiempo de sustitución entre fallos recomendado por el fabricante del equipo
- La recepción de los equipos del buque con este requerimiento, le permite obtener la Línea Base de Referencia de los mismos, que supone cumplir con uno de los requisitos que establecen actualmente las Sociedades de Clasificación para poder optar a las Notaciones de Clase Voluntarias, tipo “Nauticus Propulsión” de DNV ó similar para las otras Sociedades de Clasificación.



En términos populares, se puede decir que las máquinas "hablan" a través de sus sonidos y vibraciones, se puede escuchar sus quejas y diagnosticar sus dolencias. Midiendo de forma continua (o regular) las vibraciones de las diferentes partes de una máquina cuando está funcionando de forma habitual, nos puede permitir determinar si su estado de funcionamiento es correcto o si se detectan indicios de un fallo real o inminente pudiendo, de esta manera, adelantarnos al mismo antes de que ocurra.

Cuando medimos vibraciones de forma regular o continua en una máquina, al compararlas con las mediciones iniciales de referencia, siendo éstas las consideradas válidas en el momento de la entrega del equipo por cumplir con los requerimientos normativos y/o contractuales exigidos y, además, por estar dentro de los márgenes aconsejados por el fabricante del equipo; podemos estudiar las posibles desviaciones desde tres puntos de vista diferentes:

I.- El nivel de vibración nos permite detectar si existe un problema o hay indicios de que aparezca inminentemente.

II.- El análisis espectral (análisis de frecuencias) de la medición sirve para localizar el origen del problema. Es decir, qué componentes de la máquina están fallando o van a fallar en breve.

III.- Técnicas especiales de análisis, combinando las mediciones de vibraciones con otros datos, pueden indicar cuál es el problema a un nivel más detallado e identificar la causa del fallo. Es decir, por qué han fallado, o lo están punto de hacer, esos componentes.

2.35.1 Diagrama de Campbell.

Las frecuencias de excitación en un barco, deben ser minuciosamente estudiadas en su fase de diseño, para conocer, con la mayor precisión posible, si las principales frecuencias de funcionamiento están bien posicionadas o no en el espectro de frecuencias de trabajo de las principales fuerzas de excitación generadas por la maquinaria principal del buque, así como por otros elementos excitadores principales, como las hélices o la frecuencia de vibración propia del casco. Este estudio preliminar se puede realizar, inicialmente, mediante la creación del diagrama de Campbell.

El diagrama de Campbell representa en abscisas el valor de la velocidad de rotación en r.p.m. de una máquina, y en ordenadas el valor de la frecuencia en Hz. Este diagrama muestra por una parte las frecuencias de trabajo de los distintos componentes excitadores del buque: par de arranque del motor principal con sus armónicos mayores, palas de la hélice, frecuencia propia de vibración del casco (para el calado de servicio), etc., en función de la velocidad de giro de la máquina en estudio.

Por otra parte muestra también las frecuencias excitadoras principales (que son función de las revoluciones del motor, N° de cilindros, RPM de la hélice con su correspondiente N° de palas, etc.) con sus correspondientes



armónicos (que son un múltiplos de los diferentes modos principales de vibración).

Hoy en día, este cálculo se suele realizar con programas de predicción de vibraciones, donde se modeliza la estructura y los diferentes elementos excitadores del buque para estudiar, con mucha más precisión, la respuesta conjunta del mismo a las vibraciones.

Estas herramientas son extremadamente útiles para poder predecir posibles problemas estructurales (y de ruido), generados por las vibraciones del buque, en una fase inicial del proyecto. Pudiendo, de esa forma, tomar acciones correctivas en la propia fase de diseño; ahorrando grandes costes en las reparaciones y correcciones que tendríamos que realizar con el buque construido si no se hubieran detectado y corregido estos problemas en la fase de diseño inicial del buque.

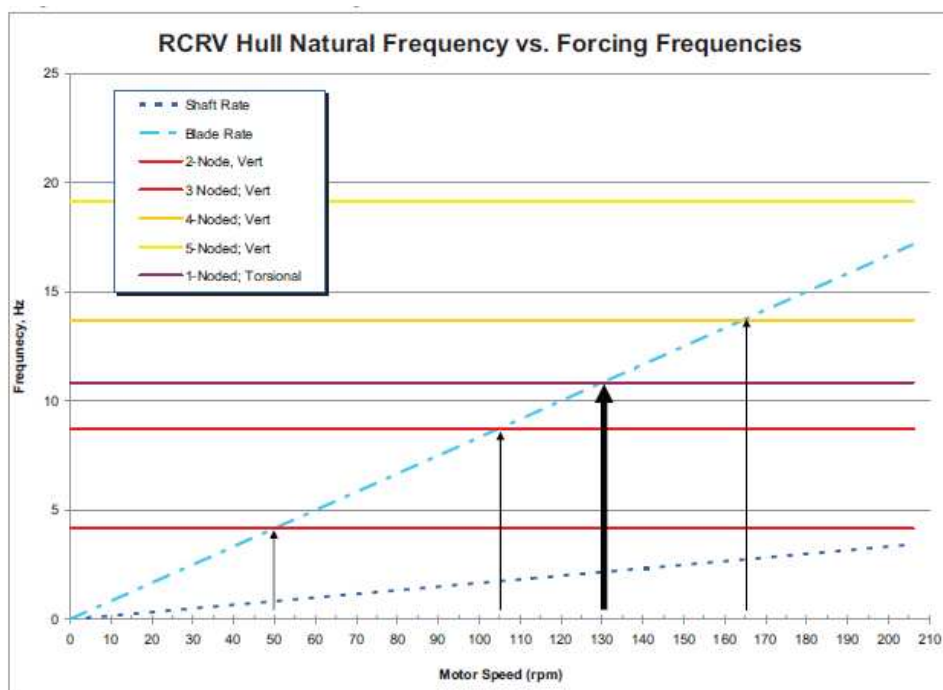


Fig. 75. Diagrama de Campbell en función de las rpm del motor

Los puntos de intersección entre las rectas de las frecuencias excitadoras y las curvas de frecuencia de cada elemento son los denominados puntos de resonancia.

Estos puntos son peligrosos para el funcionamiento del sistema, ya que en ellos, las frecuencias excitadoras coinciden y se acoplan con las frecuencias propias del elemento, pudiendo, fácilmente, entrar en resonancia y amplificar muy fuertemente la amplitud de vibración, generando graves problemas estructurales, de salud, de confort y de ruido.

Cuando nos encontramos en la fase de diseño básica de un buque, se deben de estudiar, detectar y evitar los acoplamientos o resonancias en el



entorno próximo al punto de funcionamiento estacionario nominal de cada uno de los elementos que forman las principales fuerzas excitadoras de un buque.

Sin embargo es imposible evitar que cuando una máquina arranca y se acelera para llegar a su velocidad nominal de trabajo, ésta pase por alguna de estos puntos de resonancia, pero ello, aún siendo inevitable, no constituye ningún peligro potencial, por la brevedad del tiempo de transito de la misma. Es decir, el tiempo de paso por cada uno de los modos de vibración principales es tan pequeño que no da tiempo a generar resonancia o, si la genera, lo hace durante un período de tiempo mínimo (normalmente décimas de segundo).

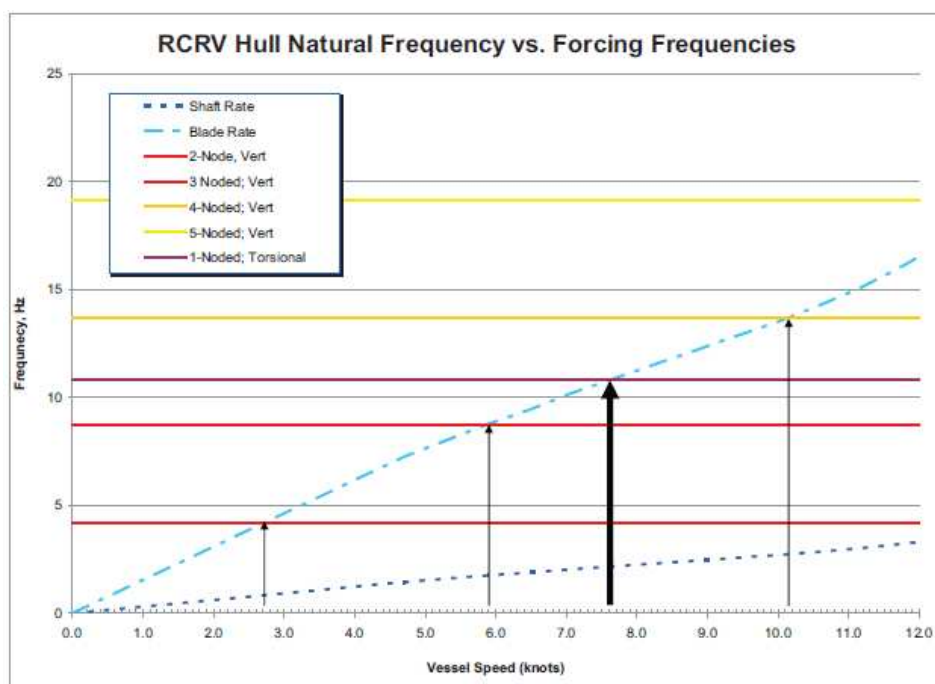


Fig. 76. Diagrama de Campbell en función de la velocidad del buque

2.36 Principales criterios de aceptación de vibraciones a bordo de buques

2.36.1 ISO 6954 (1984) Criterios de aceptabilidad de vibraciones mecánicas para la tripulación y los pasajeros.

Los criterios de aceptabilidad indicados en esta norma han sido ampliamente utilizados como el principal criterio de aceptación para garantizar la habitabilidad y el confort de la tripulación y los pasajeros a bordo de un buque.

Estos criterios están diseñados para asegurar los niveles de vibración máxima por debajo de los cuáles la tripulación y pasajeros no experimentan molestias.



ISO 6954 (1984)

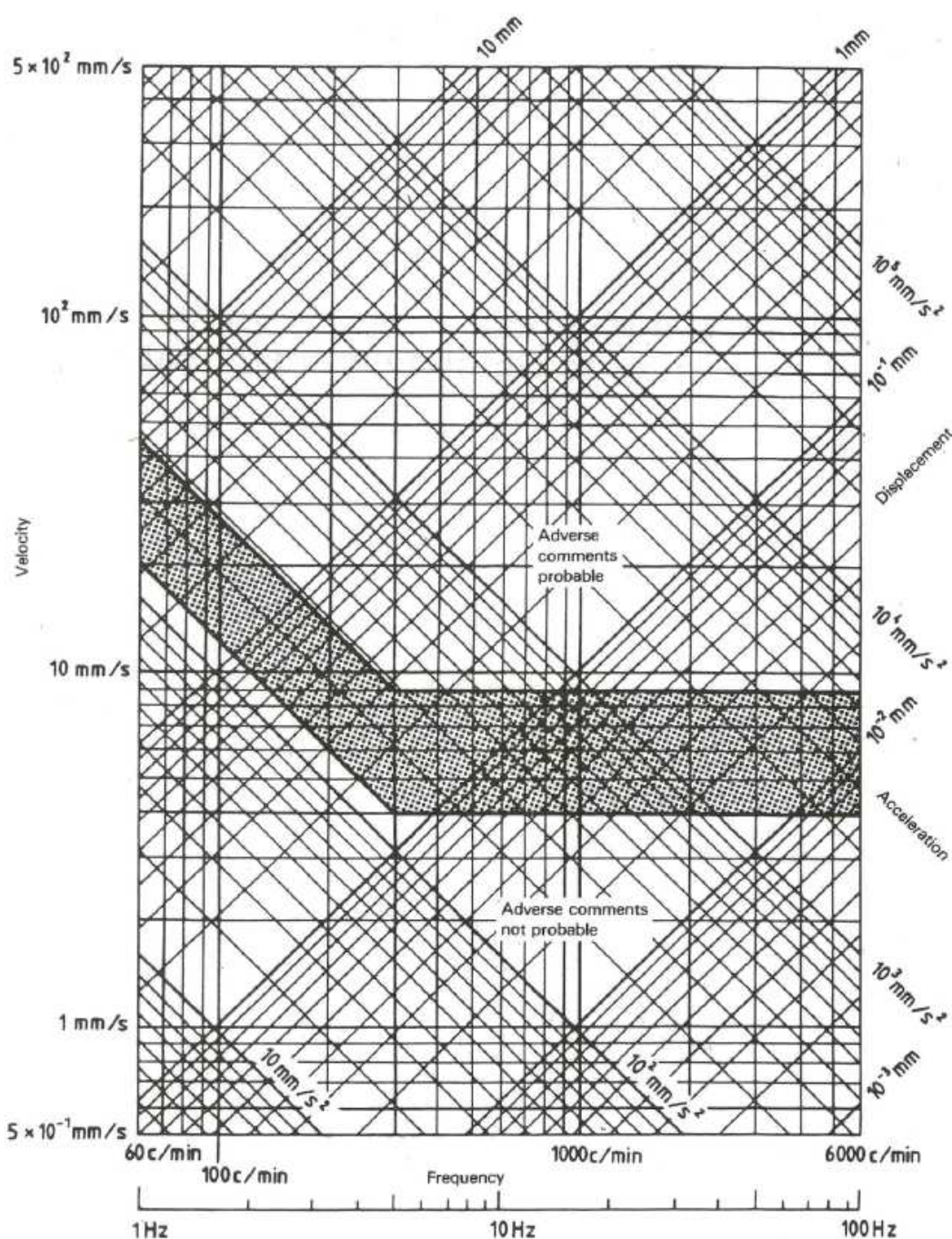


Fig. 77. Criterios aceptabilidad para la tripulación y el pasaje según Norma ISO 6954 (1984)

- La respuesta pico para cada componente (en cualquier dirección vertical, transversal, o longitudinal) con frecuencias entre 1 Hz y 5 Hz, la aceleración es aceptable por debajo de 126 mm/s^2 y, en principio, no será aceptable por encima de 285 mm/s^2 .
- La respuesta pico para cada componente (en cualquier dirección vertical, transversal, o longitudinal) por encima 5 Hz es aceptable si la velocidad está por debajo de 4 mm/s, y no es aceptable si se sobrepasan los 9 mm/s.



2.36.2 ISO 6954 (2000) Criterios de aceptabilidad de vibraciones mecánicas para la tripulación y los pasajeros.

En el año 2000 la norma ISO 6954 (1984) ha sido revisada para reflejar los conocimientos más recientes sobre la sensibilidad humana a las vibraciones y sus efectos para la salud y el confort en todo el cuerpo. Se introducen unas curvas de ponderación de frecuencia para representar a la sensibilidad del cuerpo humano expuesto a múltiples frecuencias de vibración dentro una amplia gama combinadas según se indica en la norma ISO 2631-2.

La Norma ISO 6954 (2000) establece los criterios para la habitabilidad de la tripulación y confort de los pasajeros para frecuencias con valores eficaces desde 1 a 80 Hz para tres áreas diferentes. (Véase tabla 19):

	Area Classification					
	A		B		C	
	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s
VALOR MÁXIMO ADMISIBLE	143	4	214	6	286	8
VALORES POR DEBAJO SON DE MÁX CONFORT	71.5	2	107	3	143	4

Tabla 19. Valores en RMS (ISO 6954: 2000)

En esta tabla, la zona comprendida entre los valores superior e inferior representados, refleja el nivel habitualmente admitido y aceptado de vibraciones a bordo.

En esta tabla los diferentes espacios y alojamientos del buque están divididos por zonas:

- Zona A: alojamiento de pasajeros
- Zona B: alojamientos de la tripulación
- Zona C: Los espacios de trabajo

2.36.3 Límites de vibración de las estructuras locales.

Para tratar, brevemente, este tema y a modo de ejemplo, se expondrán los requerimientos exigidos por la sociedad de clasificación ABS (American Bureau of Shipping) siendo muy similares los requerimientos de otras sociedades de clasificación similares: DNV, BV, GL, etc.

Las vibraciones excesivas en el buque deben ser siempre, en la medida de lo posible, evitadas con la finalidad de reducir el riesgo de daño estructural en estructuras locales. Daños como la aparición de grietas originadas por un fenómeno de fatiga debida a la vibración excesiva.

Estas vibraciones localizadas incluyen zonas críticas como polines de motores, zonas determinadas del motor (como las camisas, la turbo o los escapes), engranajes, zonas del reductor, elementos auxiliares de máqui-



nas, pañoles y estructuras menores, estructuras de tanques, tuberías, chimeneas y mástiles de radar, palos de luces, barandillas, escaleras, etc.

Se debe señalar que el daño estructural debido a la vibración excesiva depende de diferentes parámetros como: del tipo de reforzado local de la estructura, del nivel de tensión real, de la concentración de tensiones locales, de las propiedades del material que forma la estructura, etc. Por ello, es importante tomar un nivel de referencia para limitar la vibración de las estructuras locales, reduciendo, así, el riesgo de daño estructural debido al exceso de vibraciones durante las condiciones normales de funcionamiento.

Los límites de vibración para las estructuras locales admitidos por el ABS se muestran en el siguiente gráfico (Fig. 77):

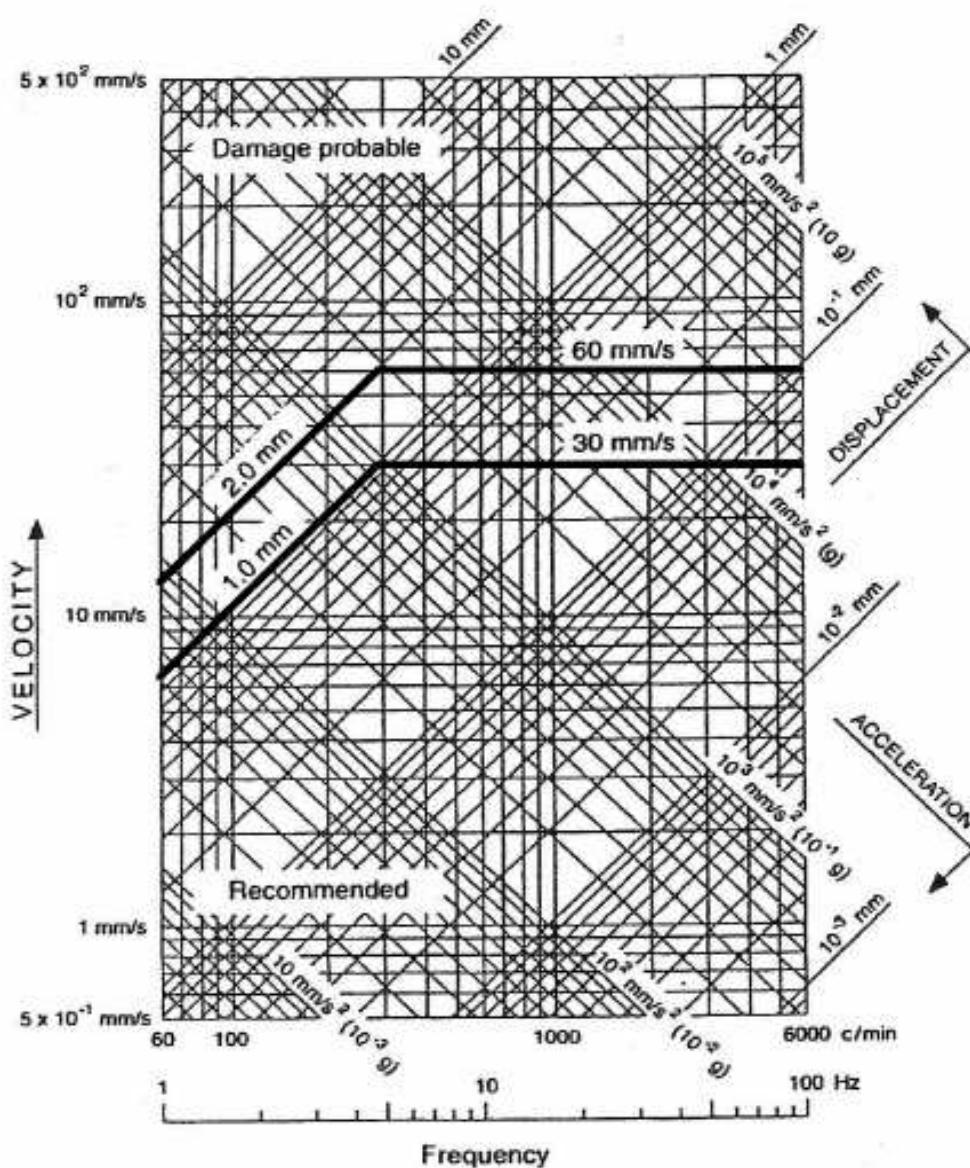


Fig. 77. Límites de Vibración para estructuras locales ABS GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION . 2006 Sección 7, figura 2 Pág. 67



Las líneas gruesas son los límites de vibración de las estructuras locales recomendados por debajo del límite inferior; y por encima del límite superior se indica alta probabilidad de daño (no admisible). La "zona gris" situada en el medio marca puntos, en principio admisibles, pero que tienen vibración considerable y deberían ser vigilados.

Por encima de 5 Hz los límites de vibración se especifican en términos de amplitud de la velocidad, y por debajo de 5 Hz en términos de desplazamiento.

Las vibraciones de las principales estructuras locales de interés son en general superiores a 5 Hz.

- La respuesta pico para cada componente (en cualquier dirección vertical, transversal, o longitudinal) desde 1 Hz y 5 Hz se recomienda un desplazamiento por debajo de 1,0 mm., siendo el daño probable por encima de 2,0 mm.
- La respuesta pico para cada componente (en cualquier dirección vertical, transversal, o longitudinal) por encima de 5 Hz se recomienda medir una velocidad por debajo de 30 mm/seg., siendo el daño probable por encima de 60 mm/seg.

Los límites de vibración simples descritos en esta norma, pueden no ser aplicables a todas las estructuras locales, debido a singularidades estructurales conocidas. Por ejemplo, en el caso de estructuras altas y/o elementos estructuralmente esbeltos, como los mástiles o los palos de luces, exigir que cumplan con un nivel de vibración de entre 1 o 2 mm/s parece demasiado conservadora. Pero hay otros casos como, por ejemplo, un panel local con extremos fijos fuertemente rigilizado que exigirle límites de vibración de 2 mm/seg puede ser menos conservador de lo deseado.

Por lo tanto, la aplicación de los límites de vibración para estructuras específicas locales puede variar dependiendo de la especificación de buques acordado por el astillero y armadores.

2.36.4 Límites de vibración admisible en los elementos de propulsión principales del Buques.

Las vibraciones en los elementos de propulsión principal del buque, siempre tienden a ser graves debido a la excitación transmitida a las hélices, que pueden hacer entrar en resonancia amplias zonas de la estructura principal del buque.

Cumplir con los criterios de vibraciones en los elementos de propulsión principal del buque es absolutamente básico y necesario si no queremos tener problemas serios con dichas vibraciones, especialmente, debemos tener cuidado con las vibraciones de tipo longitudinal en frecuencias próximas a las de paso de pala de las hélices.



Los criterios de vibración para las máquinas propulsoras principales deben ser proporcionados por los fabricantes de las mismas. En todo caso, cuando no se dispone de esos datos, se recomiendan los siguientes criterios de aceptación como una alternativa: ANSI S2.27 (2002) y SNAME T & R-2-29A (2004) que proporcionan directrices detalladas sobre los límites de vibración de la maquinaria de propulsión principal.

Estos límites de vibración se proporcionan en términos de RMS con valores de frecuencia nominal situados 1 y 1000 Hz.

En la tabla 20 se indican los valores límite admitidos para diferentes equipos de la maquinaria principal del buque:

ELEMENTOS PROPULSION	LIMITES (RMS)
Cojinetes de empuje y reductores	5 mm/s
Otros componentes de los elementos de propulsión	13 mm/s
Bocina y Eje de cola	7 mm/s
Cojinete empuje Motores diesel	13 mm/s
Camisas de Motores diesel lentos y medios	18 mm/s
Camisas de Motores diesel rápidos	13 mm/s

Tabla 20. Límites de Vibración en RMS

2.36.5 Límites de vibración admisible para otros equipos y maquinaria auxiliar menor.

Los criterios admisibles de vibración de la maquinaria y equipos menores, deben ser proporcionados por sus correspondientes fabricantes. En caso contrario, es decir, cuando los datos sobre los criterios admisibles de la vibración del fabricante por los equipos no están disponibles, se proponen los siguientes criterios de admisibilidad para vibraciones (medidos en RMS entre 1 y 1000 Hz).

- Para la maquinaria con movimiento alternativo, la vibración en todas las direcciones debe ser inferior a 10 mm/seg (RMS) en los rodamientos.
- Para las máquinas rotativas, la vibración en todas las direcciones debe ser inferior a 9 mm/s rms medidos en sus cojinetes.

La norma ISO 10816 se complementa con la ISO 7919, que proporciona directrices sobre los criterios de la vibración de las partes giratorias de las máquinas.



2.37 Principales criterios de aceptación de vibraciones en tierra pero utilizados y admitidos de forma habitual en Buques.

2.37.1 Carta Rathbone

Es la primera guía (no norma) de amplia aceptación en el ámbito industrial. Fue desarrollada en los años treinta y perfeccionada, posteriormente.

La Carta dispone de dos escalas logarítmicas: frecuencial en hercios (Hz) y amplitudes en desplazamiento (Pico), mediante las que se podrá determinar directamente la severidad de la vibración. Las principales limitaciones de dicha carta son las siguientes:

- No tiene en cuenta el tipo de máquina, la potencia y la rigidez de los anclajes.
- La carta es aplicable solamente a los equipos rotativos y no a los alternativos o a otros sistemas industriales.

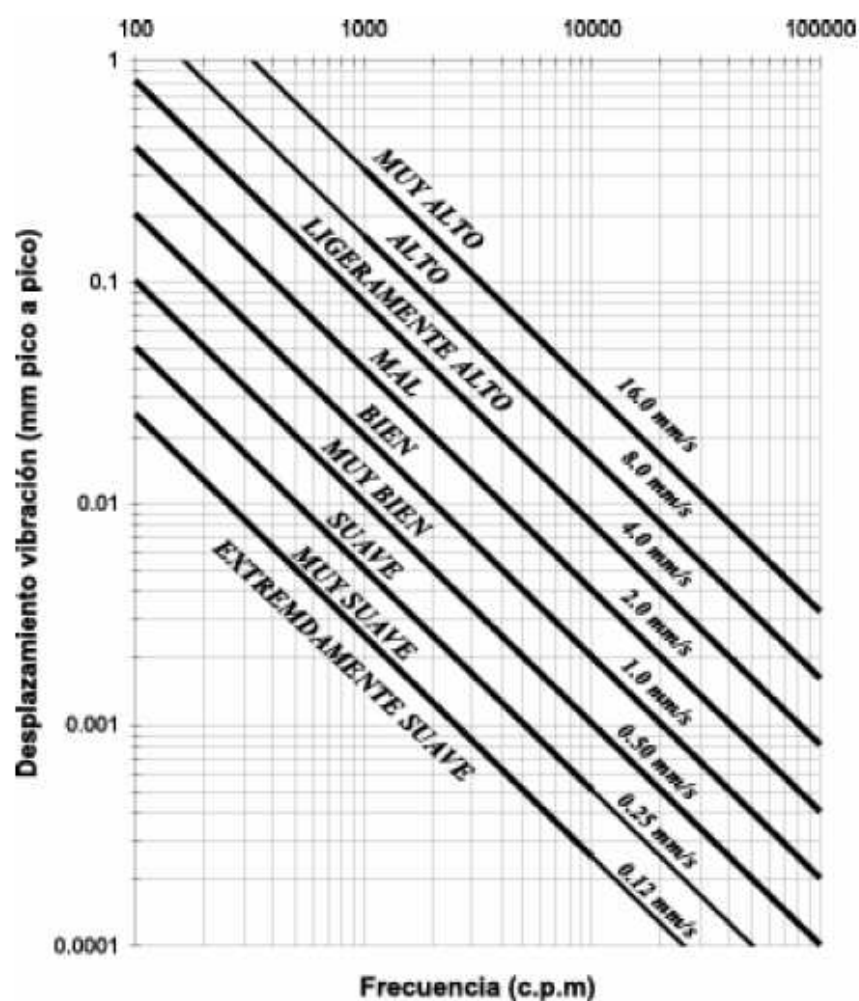


Fig. 78. Carta Rathbone



Cuanto mayor es la frecuencia, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para que se conserve la misma severidad.

2.37.2 ISO 2372:1974. “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”.

Es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibracional del eje. Sólo estudia vibración global, sin bandas de frecuencias.

Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz .

El análisis de este rango de frecuencias permite incluir, para estas velocidades de operación, las acusas más comunes de vibración en máquinas rotativas:

- Excitaciones de carácter asíncrono debidas a rozamientos.
- Desequilibrio del rotor.
- Excitaciones de carácter eléctrico y sus armónicos.
- Armónicos de excitaciones asíncronas del rotor.

De cara al establecimiento de la **severidad de vibración admisible**, se distinguen varias clases de máquinas rotativas:

- **CLASE I** – Componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina en condiciones normales de operación. Por ejemplo, pequeños motores eléctricos hasta 15 Kw.
- **CLASE II** – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 Kw o hasta 300 Kw en motores con cimentación especial.
- **CLASE III** – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.
- **CLASE IV** - Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).



Tabla IV.3: Tabla de severidad según Normas 2372 para diferentes clases de máquinas

Velocidad		Clases de máquinas			
RMS	(mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456	C			
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409	D	D	D	D
11.2	15.8392				
18	25.4558	D	D	D	D
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				

Clase I	Partes individuales de motores y máquinas, conectadas de una manera integral a la máquina (Motores < 15 Kw)
Clase II	Máquinas de tamaño medio (15 a 75 Kw) sin fundaciones o bases especiales, máquinas rígidamente montadas sobre fundaciones especiales (< 30 Kw)
Clase III	Máquinas rígidamente montadas en la dirección de la medición de la vibración
Clase IV	Máquinas grandes montadas relativamente con pocas rigidez en la dirección de la medición de la vibración

Tabla 21. El criterio de severidad en vibración admisible para cada una de las CLASES de máquinas según norma ISO 2372

Como puede observarse en la tabla 21, la severidad de vibración se divide en cuatro rangos: A-Buena, B-Satisfactoria, C-Insatisfactoria o D-Inaceptable.

Para utilizar la norma ISO 2372, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y, una vez obtenido el valor global (RMS) de vibración entre 600 y 60.000 RPM, localizar en la tabla la zona en la que se encuentra.

2.37.3 ISO 3945. “Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s”:

Esta norma, como su mismo título indica, permite clasificar la severidad de vibración de grandes máquinas rotativas “in situ”, para velocidades de operación entre 600 y 1.200 RPM, mediante la Tabla ofrecida a continuación.



Se aplica a los grandes motores principales, Clases III y IV definidas en la norma ISO 2372 presentada anteriormente.

En este caso, la clasificación de la severidad de vibración depende de las características de flexibilidad o rigidez del sistema soporte que presenta la máquina:

- Se dice que los soportes son flexibles si la frecuencia fundamental de la máquina sobre dichos soportes es menor que la principal frecuencia de excitación.
- Los soportes se dicen rígidos si la frecuencia fundamental de la máquina sobre los mismos es menor que la principal frecuencia de excitación.

SEVERIDAD DE VIBRACIÓN RMS [mm/seg]	TIPO DE SOPORTE	
	RÍGIDO	FLEXIBLE
0,46	Buena	Buena
0,71		
1,12		
1,8		
2,8	Satisfactoria	Satisfactoria
4,6		
7,1	No Satisfactoria	No Satisfactoria
11,2		
18,0	Inaceptable	Satisfactoria
28,0		Inaceptable
71,0		Inaceptable

Tabla 22. El criterio de severidad en vibración admisible para cada grandes máquinas rotativas según norma ISO 3945

2.37.4 ISO 2373. “Vibración mecánica en cierta maquinaria eléctrica rotativa con alturas de eje entre 80 y 400 mm – Medida y evaluación de la severidad de vibración”.

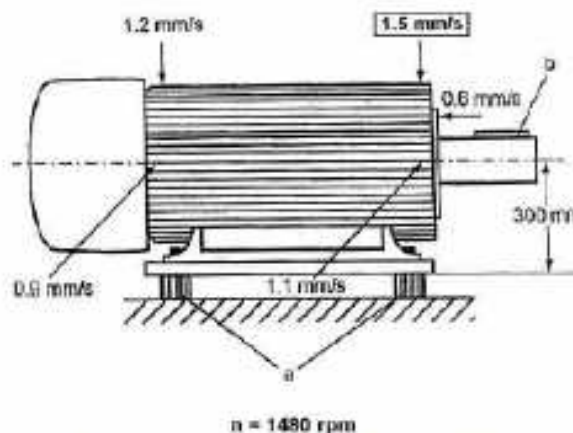
Esta norma constituye una adaptación especial de la ISO 2372 para motores eléctricos, y se aplica a motores de corriente alterna trifásica y a motores de corriente continua con alturas de eje (distancia vertical entre la base del motor y la línea central del eje) entre 80 y 400 mm.

En este caso, el criterio de severidad de vibración (el mismo que el de la ISO 2372) se toma en términos del valor RMS de amplitud de vibración en velocidad, en el rango de 10 a 1.000 Hz, cuando la medida se lleva a cabo con una instrumentación que cumple los requerimientos establecidos por la ISO 2954.



La tabla siguiente establece los límites recomendados de la severidad en vibración para varios tamaños de motor (también se incluye un ejemplo ilustrativo:

GRADO DE CALIDAD	REGIMEN DE SERVICIO	VALOR MÁXIMO DE VELOCIDAD DE VIBRACIÓN RMS PARA EJES DE ALTURA H (mm)					
		100 ≤ H ≤ 132		142 ≤ H ≤ 225		225 ≤ H ≤ 400	
		mm/s	in/s	mm/s	in/s	mm/s	in/s
M Normal	600 to 3600	1.8	0.071	2.8	0.110	4.5	0.177
R Reducido	600 to 1800 1800 to 3600	0.71 1.12	0.028 0.044	1.12 1.8	0.044 0.071	1.8 2.8	0.071 0.110
S Especial	600 to 1800 1800 to 3600	0.45 0.71	0.018 0.028	0.71 1.12	0.028 0.044	1.12 1.8	0.044 0.071



Para motor del ejemplo:
Normal: Cumple (<4,5 mm/s)
Reducido: Cumple (<1,8 mm/s)
Especial: No cumple (>1,12 mm/s)

Tabla 23. El criterio de severidad en vibración admisible para maquinaria eléctrica según norma ISO 2373

2.37.5 ISO 10816. “Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas”.

Recoge una serie de normas, incluidas en la tabla siguiente, que describen los procedimientos para la evaluación de la vibración en máquinas en base a medidas realizadas en partes no rotativas de las mismas.

El criterio general relaciona el monitorizado en condiciones de operación y el ensayo de aceptación de la máquina; y se expresa tanto en términos de magnitud de vibración como de variación en dicha magnitud. Es decir, no hace referencia sólo a valores absolutos, sino también a valores relativos, a variaciones y tendencias. No sólo habla de velocidad, sino también de aceleración y desplazamiento.



VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816					
Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
	in/s mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
	1.10	45.0			

Tabla 24. El criterio de severidad en vibración admisible para cada máquinas No rotativas según norma ISO 10816

2.37.6 ISO 7919. “Vibración mecánica de máquinas no alternativas – Medidas en ejes rotativos y evaluación”.

Una máquina rotativa que tiene una carcasa relativamente rígida y/o pesada en comparación con su masa rotativa, a menudo puede llegar a considerarse como que tiene un eje rotor flexible. En tal caso, las condiciones de vibración han de ser evaluadas con un mayor grado de sensibilidad si las medidas son llevadas a cabo sobre los elementos rotativos y no sobre los componentes estáticos de la máquina.

Para este tipo de máquinas resulta preferible aplicar la normativa recogida en la serie de normas englobada por esta ISO 7919 y que se reflejan en la Tabla siguiente, antes que considerar la ISO 2372 o la ISO 3945. Estas dos últimas pueden no caracterizar adecuadamente las condiciones de funcionamiento de la máquina; aunque la realización de las medidas de acuerdo con lo establecido en estas dos normas sí pueden resultar útiles.

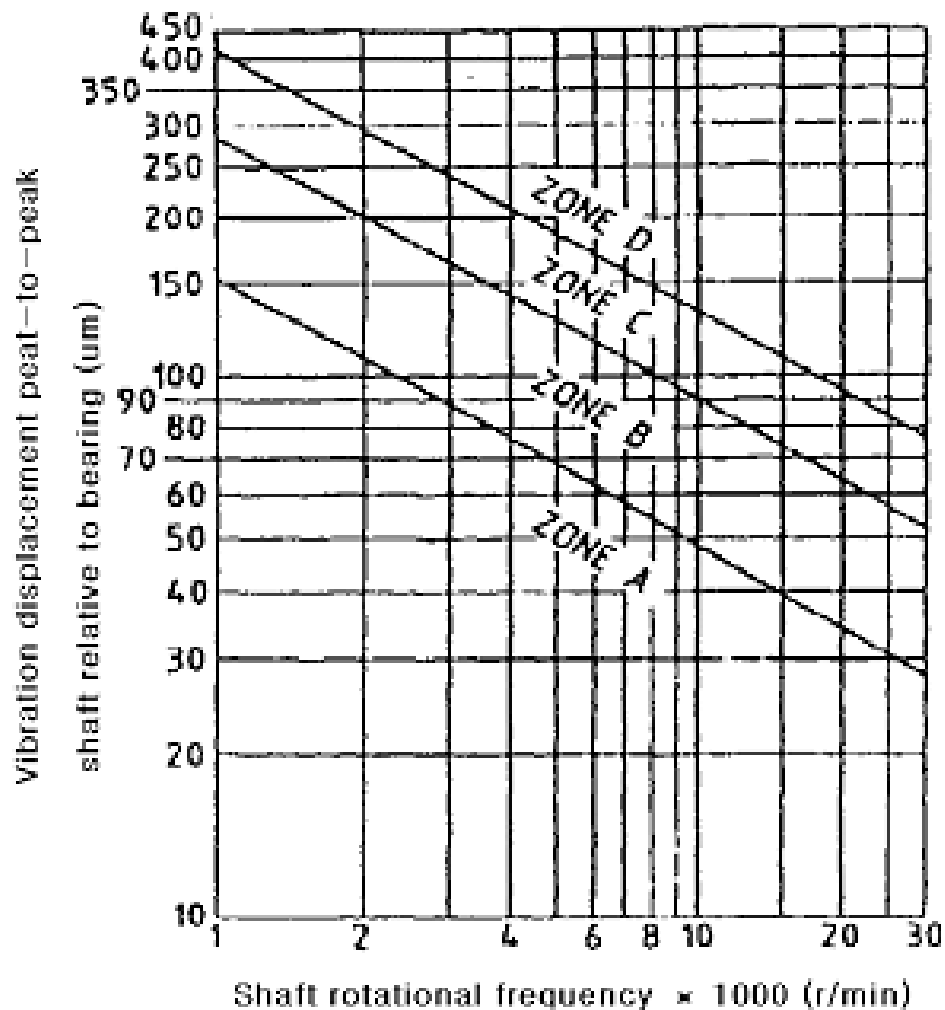


Fig. 79. El criterio de severidad en vibración admisible según norma ISO 7919

2.37.7 Evaluación de límites de vibraciones según norma VDI 2056

Fue creada en el año 1964 y es uno de los primeros criterios para evaluar la severidad de las vibraciones para máquinas rotativas.

La medición de la vibración estándar es la raíz cuadrada media (RMS) y los valores de la velocidad de vibración se miden para un rango de frecuencias de 10 a 1.000 Hz.

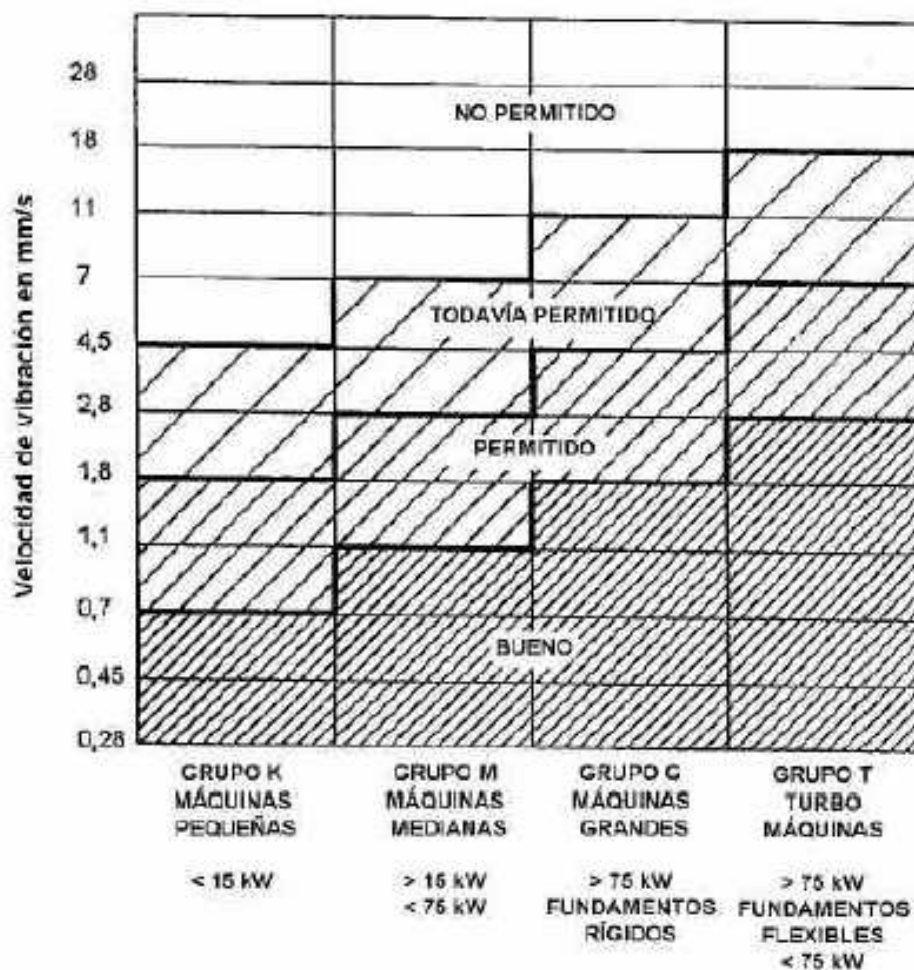


Tabla 25. El criterio de severidad en vibración admisible según norma VDI 2056

2.38 Criterios para la exposición humana a las vibraciones

Se dice que un cuerpo vibra cuando sus partículas se hallan influenciadas de un movimiento oscilatorio, respecto de una posición de equilibrio o referencia.

La exposición a vibraciones se produce cuando se trasmite a alguna parte del cuerpo el movimiento antes citado.

Dependiendo de ciertos factores, las vibraciones pueden causar sensaciones diversas que pueden ir desde una simple incomodidad hasta graves alteraciones de salud. Los efectos más significativos que las vibraciones producen en el cuerpo humano son del tipo vascular, osteomuscular y neurológico.

Los factores que determinan de los efectos producidos por la acción de las vibraciones son:



2.38.1 Según la zona afectada del cuerpo (parcial o total):

Las vibraciones mejor estudiadas son las que afectan el cuerpo entero o vibraciones globales y las que afectan al subsistema mano-brazo que se encuentran dentro de las vibraciones parciales. Los efectos más sobresalientes de estas vibraciones son:

2.38.1.1 Vibraciones parciales mano-brazo:

Los efectos adversos se manifiestan normalmente en la zona de contacto con la fuente de vibración, pero también puede existir una transmisión importante al resto del cuerpo. El efecto más frecuente y más estudiado es el Síndrome de Reynaud, de origen profesional, o dedo blanco inducido por vibraciones, que tiene su origen en alteraciones vasculares.

2.38.1.2 Vibraciones globales:

La transmisión de vibraciones al cuerpo y sus efectos sobre el mismo son muy dependientes de la postura y no todos los individuos presentan la misma sensibilidad, en consecuencia, la exposición a vibraciones puede no tener las mismas consecuencias en todas las situaciones. Entre los efectos que se atribuyen a las vibraciones globales se encuentran, frecuentemente, los asociados a traumatismos en la columna vertebral, aunque normalmente las vibraciones no son el único agente causal.

También se atribuyen a las vibraciones efectos tales como dolores abdominales y digestivos, problemas de equilibrio, dolores de cabeza, trastornos visuales, falta de sueño y síntomas similares. Sin embargo, no ha sido posible realizar estudios controlados para todas las posibles causas de tales signos que permitan determinar con exactitud en qué medida son consecuencia de una exposición a vibraciones globales.

Existen diferentes criterios de valoración de probada solvencia técnica que proponen límites de exposición, en función de la parte del cuerpo sobre la que inciden las vibraciones y de las frecuencias en las que éstas se emiten.

Se establecen unos valores TLV que representan las condiciones, en cuanto a nivel de aceleración y tiempo de exposición, para las que se cree que la mayoría de los trabajadores expuestos no llegarán al primer estadio de la clasificación de Estocolmo (Stockholm Workshop Classification) para el Dedo Blanco inducido por vibración, llamado también síndrome de Raynaud.

Para valorar la exposición a vibraciones transmitidas a la mano, se pueden usar los criterios de la American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH) que basa sus conclusiones en las Normas ISO 5.349 y ANSI S3-34, ambas editadas en 1986.



Las normas ACGIH estiman insuficientes las medidas de control que se basen en comparaciones simples con los citados TLV's y recomiendan la adopción de métodos para minimizar la exposición, tales como:

- Utilización de herramientas antivibración.
- Utilización de guantes antivibración.
- Métodos de trabajo adecuados
- Control médico.

TLV's para la exposición a vibraciones mano-brazo

Duración de la exposición total diaria (1)	m/s ²	g (3)
4 horas, o menos de 8 horas	4	0,40
2 horas, o menos de 4 horas	6	0,61
1 hora, o menos de 2 horas	8	0,81
Menos de una hora	12	1,22

Tabla 26. Valores admisibles para la exposición a vibraciones de los trabajadores.

(1) El tiempo que la vibración total penetra en la mano cada día de manera continua o intermitente.

(3) Unidades gravitacionales (g) = 9,81 m/s².

El Sistema de clasificación de Estocolmo, para exposiciones laborales a vibraciones mano-brazo, HAVS, en función de su incidencia sobre los sistemas vascular y neurosensitivo clasifica sus efectos en:

- Suave: Efectos ocasionales, afectando sólo al extremo de uno o más dedos.
- Moderado: Efectos ocasionales, afectando a falanges medias y distales de uno o más dedos.
- Severo: Efectos frecuentes, afectando a todas las falanges de la mayoría de los dedos.
- Muy severo: Como en el anterior, con cambios tróficos en la piel de los extremos de los dedos.

A la hora de aplicar esta clasificación, hay que tener en cuenta que, para cada mano, se define un estadio por separado. Algunas consideraciones que aparecen en la mencionada normativa:

- Se consideran sin mayores efectos, las exposiciones agudas que superen el TLV siempre que se trate de hechos infrecuentes (por ejemplo, un día por semana o varios días durante dos semanas).
- Cuando los valores superen tres veces el TLV, se supone que su efecto será similar al correspondiente a exposiciones de 5 a 6 años.



Para valorar las vibraciones transmitidas a todo el cuerpo se pueden usar los criterios recogidos en la Norma ISO 2631 (1978), en los que se fijan unos límites de aceleración para distintos tiempos de exposición.

Estos límites de “capacidad reducida por fatiga” se definen como las condiciones (valores de aceleración) que no deben ser superadas en ninguna de las frecuencias y para un determinado tiempo de exposición.

Aunque no determinan el grado de peligrosidad, si nos permiten afirmar que, si no se superan, la mayoría de los trabajadores no ve alterada su capacidad de trabajo a causa de la fatiga.

Los valores de aceleración límite de “capacidad reducida por la fatiga”, multiplicados por 2, son los valores de aceleración límite “de exposición”, y divididos por 3,15 son los valores de aceleración límite de “confort reducido”.

Para realizar estas mediciones se utilizan los acelerómetros. Con estos sistemas pueden evaluarse las señales recibidas según dos métodos:

- Ponderación de frecuencias. Con este método se obtienen señales de frecuencia ponderada, para un nivel dado de vibración, que es una función directa de la exposición.
- Análisis en frecuencias. El escoger uno u otro método de medición, dependerá fundamentalmente de la duración de la señal.

Existe una gran variedad de sistemas, desde los puramente mecánicos a los integrados por sistemas mecánicos, eléctricos y ópticos. Lo más frecuente, es que estén compuestos por un transductor (acelerómetro), que transforma la energía mecánica en una señal eléctrica y un medidor o registro, calibrado en unidades vibratorias.

2.39 Medidor de Vibraciones (Acelerómetro)

Consiste en un transductor que registra la onda vibratoria y suministra una salida eléctrica que es proporcional a la aceleración aplicada. Además puede establecer la intensidad de la vibración así como la frecuencia.

La medición de la vibración transmitida al cuerpo se lleva a cabo teniendo en cuenta el punto de contacto entre el elemento vibrante y el cuerpo.



Fig. 80. Acelerómetro

Desde el punto de vista de salud laboral, los límites recomendados no exceder cuando una persona está expuesta a vibraciones, viene definido por la Directiva particular **2002/44/CE** que se aplica sin perjuicio de las disposiciones más rigurosas en vigor. Esta Directiva define dos tipos de vibraciones diferentes:

Esta norma fija valores límite de exposición y valores de exposición «que dan lugar a una acción» (a partir de los cuales el empresario ha de adoptar medidas):

1.- Para las vibraciones transmitidas al sistema mano-brazo, el valor límite de exposición diaria normalizado para un período de referencia de 8 horas se fija en 5 m/s^2 , y el valor de exposición diaria normalizado para un período de referencia de 8 horas que da lugar a una acción, en $2,5 \text{ m/s}^2$.

2.- Para las vibraciones transmitidas al cuerpo entero, el valor límite de exposición diaria normalizado para un período de referencia de 8 horas se fija en $1,15 \text{ m/s}^2$ o, según prefiera el Estado miembro, en un valor de dosis de vibraciones de 21 m/s , mientras que se fija el valor de exposición diaria normalizado para un período de referencia de 8 horas que da lugar a una acción en $0,5 \text{ m/s}^2$.

Las **acciones técnicas** tienen por objeto disminuir la intensidad de la vibración que se trasmite al cuerpo humano a través de:

a).- Reducción de la vibración en la fuente:

Normalmente, es el fabricante de las herramientas de un equipo el responsable de conseguir que la intensidad de la vibración sea tolerable, también es importante un diseño ergonómico de los asientos y empuñaduras. En algunas circunstancias, es posible modificar una máquina para reducir su nivel de vibración cambiando la posición de las masas móviles, modificando los puntos de anclaje o las uniones entre los elementos móviles.



b).-Aislamiento de vibraciones:

El uso de aislantes de vibraciones, tales elementos elásticos en los apoyos de las máquinas, masas de inercia, plataformas aisladas del suelo, mangos absorbentes de vibraciones en las empuñaduras de las herramientas, asientos montados sobre soportes elásticos, etc. son acciones que, aunque no disminuyen la vibración original, impiden que pueda transmitirse al cuerpo, con lo que se evita el riesgo de daños a la salud.

c).- Utilizar equipos de protección personal:

Si no es posible reducir la vibración transmitida al cuerpo, o como medida de precaución suplementaria, se debe recurrir al uso de equipos de protección personal (guantes, cinturones, botas) que aislen la transmisión de vibraciones. Al seleccionar estos equipos, hay que tener en cuenta su eficacia frente al riesgo, capacitar a los trabajadores en el uso correcto de los mismos y mantener un programa de mantenimiento y reemplazo.

d).- Realización de un control médico anual:

Para conocer el estado de afectación de las personas expuestas a vibraciones y así poder actuar en los casos de mayor susceptibilidad.

A sí mismo se debe informar a los trabajadores, a través de las capacitaciones, los niveles de vibraciones a que están expuestos y las medidas de protección disponibles.

2.40 Medición de Ruido, Evaluación, análisis, acciones preventivas y correctivas para reducir el ruido.

Dado que dedicamos una importante cantidad de tiempo al trabajo, la exposición del trabajador al ruido se debería eliminar o disminuir para así prevenir y evitar daños importantes. Es un error considerar que el ruido es inherente al desempeño de nuestra tarea aunque nos hayamos acostumbrado a su presencia.

En cuanto a las medidas legales aplicables, es importante recordar que, para la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición laboral al ruido es de aplicación el Real Decreto 286/2006. Este RD determina unos niveles de exposición diario equivalente que dan lugar a una acción de 80 dBA (que están directamente relacionados con la pérdida de audición).

Para niveles de ruido inferiores se ha de recurrir a recomendaciones y normativas técnicas. Tanto la Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales como el Real Decreto 486/1997 sobre las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo hacen referencia a que las condiciones ambientales no deben suponer una fuente de incomodidad o molestia para los trabajadores.

El diagnóstico del problema de ruido, su estudio y la implantación de las medidas de control del ruido se desarrollarán en colaboración con las partes



implicadas de los diferentes estamentos de la empresa: la dirección, comité de seguridad y salud, departamento de compras, servicio médico, mantenimiento, departamentos de producción y procesos, personal técnico, sindicatos y, obviamente, los trabajadores. El éxito del control del ruido depende de la implicación y compromiso activo de todos ellos.

Se valorará, siempre, especialmente la opinión del trabajador para determinar cómo interfiere y afecta el ruido en la tarea. Este proceso de análisis y valoración puede diferenciarse, claramente, en tres pasos que podemos describir como sigue:

- El primer paso:

Conocer si existen quejas por ruido en el lugar de trabajo y aplicar el cuestionario para obtener información sobre las condiciones de trabajo, mediante la descripción de la tarea y la caracterización del ruido (aspectos físicos y no físicos) y de su procedencia.

Por supuesto, es evidente que el buque es el lugar de trabajo de su tripulación y, salvo que por motivos contractuales se impongan restricciones específicas más estrictas que las recomendaciones de exposición laboral internacionales en materia de ruido o se exija el cumplimiento de alguna normativa determinada, o incluso la de la propia sociedad de clasificación.

Las normas de tierra son referencias muy válidas y admisibles a tener en cuenta a bordo de un buque que se pueden y deben respetar y, en la mayoría de los casos son equivalentes a las marítimas. En todo caso estas normas No son de obligado cumplimiento a bordo. Sólo son recomendaciones salvo que, por motivos contractuales, pasen a ser obligaciones (que es lo que normalmente ocurre).

- El segundo paso

Debe consistir en determinar qué factores definen que un ruido sea considerado molesto, afecte a la concentración o interfiera en la comunicación por parte de las personas expuestas a él.

En muchos casos será preciso realizar mediciones. El resultado de dichas mediciones debe ser valorado con los métodos descritos en las normas técnicas definidas en apartados anteriores para, posteriormente, realizar un análisis y un estudio de las molestias por el ruido y la interferencia sobre la conversación y, especialmente, sobre la salud de los trabajadores.

De este análisis se obtendrán las conclusiones correspondientes y se implementarán (en caso de ser necesario) las medidas correctoras que procedan.



- **El Tercer paso**

Finalmente, se evaluará la efectividad de las medidas correctoras aplicadas para comprobar si se ha corregido el problema de ruido, bien actuando sobre la fuente o aportando las medidas de aislamiento y/o protección personal necesarias.

En caso de no corregir el problema, habría que volver a repetir el proceso desde el principio, modificando o implantando nuevas medidas de corrección hasta corregir el problema.

Tal y como comentamos cuando hablamos del primer paso, para comenzar este proceso es necesario realizar un cuestionario sobre el confort acústico. Los resultados de ese cuestionario, desencadenarán todo el proceso descrito anteriormente.

Véase, en la página siguiente, el diagrama de flujo adjunto donde se observa con mayor claridad dicho proceso.



2.40.1 Cuestionario sobre confort acústico.

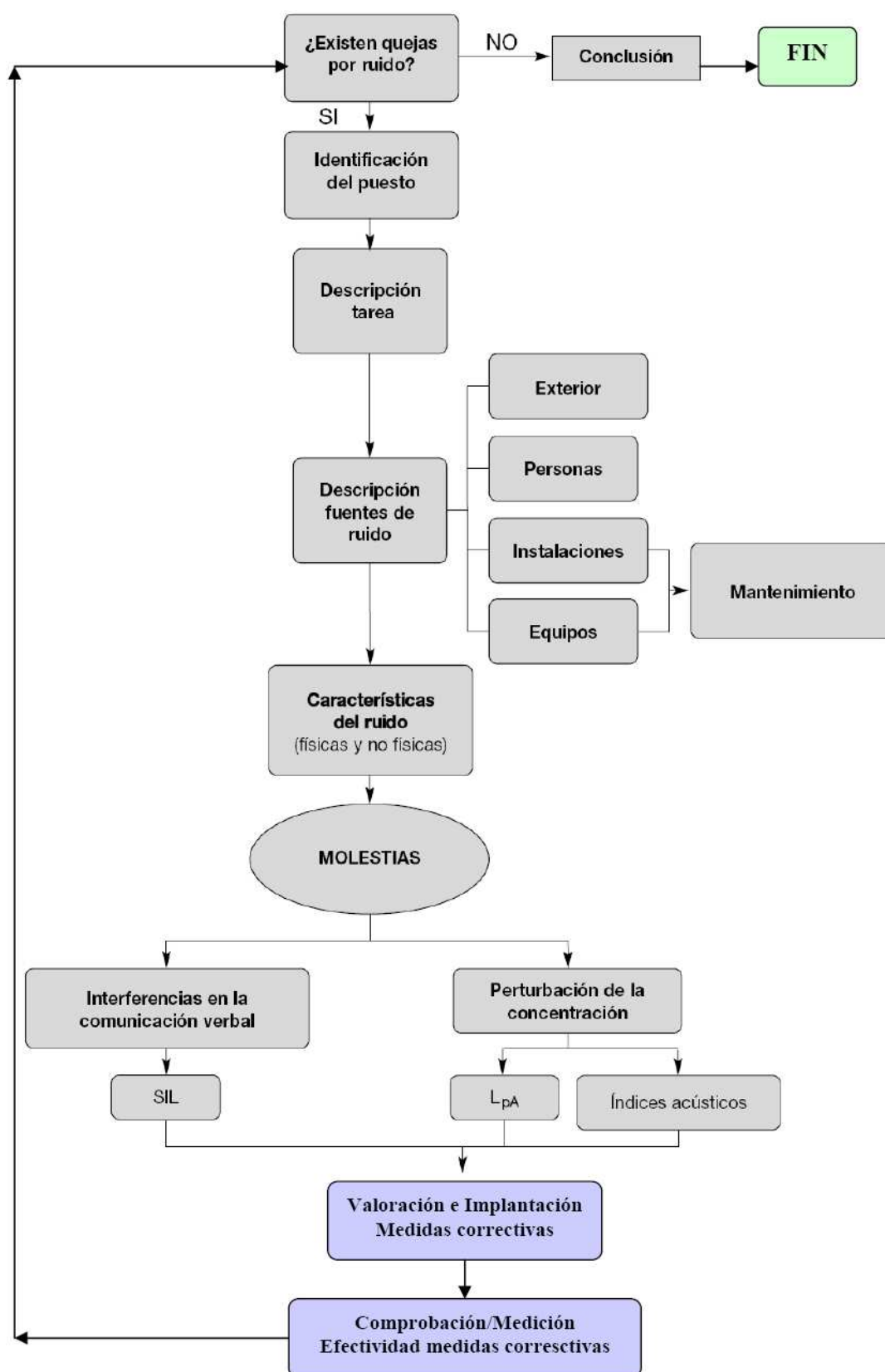


Fig. 81. Cuestionario sobre confort acústico



Se presenta, a modo de ejemplo, un cuestionario de confort acústico tipo, para un puesto de trabajo. Este cuestionario es válido tanto para un trabajador de tierra adentro como para el tripulante de un buque.

Identificación del puesto:

- Empresa/Buque.
- Área.
- Puesto.
- Nº de puestos similares.
- Existen quejas previas de los trabajadores/tripulantes por el ruido.
- Otros datos.

1. CARACTERÍSTICAS DE LA(S) TAREA(S) REALIZADA(S).

- 1.1. El trabajo desarrollado implica altos niveles de atención (**Sí o No**).
- 1.2. El trabajo desarrollado requiere tareas mentales o manuales de alta complejidad (**Sí o No**).
- 1.3. El desarrollo habitual de la tarea exige una elevada discriminación auditiva (**Sí o No**).

Por ejemplo:

- Reconocimiento de conversaciones, sean directas (personal o presencial) o telefónicas, de señales de aviso o de alarma.
- Reconocimiento de diferencias y variaciones de sonido, en tono o intensidad como, por ejemplo, afinación de instrumentos musicales, diferenciación de tonos de alarma en cámara de máquinas...
- Reconocimiento de la posición de los sonidos o tonos como, por ejemplo, la localización de sonidos críticos en máquinas funcionando, averías, etc.

2. FUENTES DEL RUIDO

- 2.1. El ruido es producido por la tarea que realiza el propio trabajador (**Sí o No**).
- 2.2. El ruido es producido por fuentes ajenas al trabajador (**Sí o No**).

En caso afirmativo, rellene los apartados siguientes 2.2.1 hasta 2.2.6:

Ruido exterior

- 2.2.1. Es importante el ruido procedente del exterior (calle, tráfico, mar embravecido, etc.) (**Sí o No**).

En caso afirmativo, pregunte al trabajador/tripulante en qué momento de la jornada le resulta más molesto.

Ruido de personas.

- 2.2.2. Hay ruido molesto procedente de personas (conversaciones entre compañeros, público, etc.) (**Sí o No**).

Ruido de las instalaciones.

- 2.2.3. Existe un sistema de ventilación/climatización ruidoso (**Sí o No**).
- 2.2.4. Existe reverberación en la sala que interfiera en la tarea (**Sí o No**).



Especificar en caso afirmativo (localización de las instalaciones, tiempo de funcionamiento, etc.).

Ruido de los equipos de trabajo.

2.2.5. El puesto de trabajo está próximo a un proceso productivo ruidoso (Sí o No).

2.2.6. Existen equipos ruidosos para el desarrollo de la tarea (impresoras, ordenadores, teléfonos, máquinas, etc.) (Sí o No).

Especificar en caso afirmativo (localización de los equipos, tiempo de funcionamiento, etc.).

Comentarios sobre las fuentes de ruido.

3. MANTENIMIENTO DE EQUIPOS-INSTALACIONES.

3.1. Ausencia de un programa correcto de mantenimiento periódico de equipos e instalaciones (Sí o No).

4. CARACTERÍSTICAS DEL RUIDO.

4.1. El nivel de ruido es constante y continuo en el tiempo (Sí o No).

4.2. El nivel de ruido sufre grandes variaciones a lo largo de la jornada (Sí o No).

4.3. Existe habitualmente ruido de impactos y/o golpes. (Sí o No).

4.4. Hay ruido aleatorio e inesperado en algún momento de la jornada que puede sobresaltar al trabajador/tripulante (Sí o No).

4.5. Existen ruidos de varios tipos combinados habitualmente (Sí o No).

4.6. Existe algún tono o frecuencia del ruido predominante (Sí o No).

5. MOLESTIAS (RECOGER LA OPINIÓN DEL TRABAJADOR).

5.1. Al trabajador le molesta el ruido en su puesto de trabajo (Sí o No).

En caso afirmativo* conteste a las siguientes preguntas: 5.1.1 y 5.1.2.

Mucho*	
Bastante*	
Regular*	
Poco*	
Nada	

Precise en qué momento y tarea(s) de la jornada laboral

5.1.1. Cuánto tiempo, a lo largo de su jornada laboral, el trabajador/tripulante considera que el ruido es más molesto.

5.1.2. Evaluar las fuentes de ruido que le resulten más molestas para el trabajador. En primer lugar ponga la que considere más molesta asignándole el número 1 a continuación la siguiente con el número 2 y así sucesivamente.



No anote nada si el trabajador no siente ninguna molestia relacionada con alguna de estas fuentes:

- *Ruido exterior.*
- *Ruido procedente de personas.*
- *Ruido de las instalaciones.*
- *Ruido de equipos de trabajo.*

6. PERTURBACIÓN DE LA CONCENTRACIÓN MENTAL

6.1. El ruido existente constituye un factor de distracción importante en el desarrollo de la(s) tarea(s).

Mucho	
Bastante	
Regular	
Poco	
Nada	

6.2. El ruido le dificulta la concentración mental requerida en la(s) tarea(s).

Mucho	
Bastante	
Regular	
Poco	
Nada	

7. INTERFERENCIA EN LA COMUNICACIÓN VERBAL

7.1. Es necesario elevar el tono de voz para hacerse entender en el desarrollo de su trabajo.

Mucho	
Bastante	
Regular	
Poco	
Nada	

7.2. Es necesario forzar la atención por parte del receptor a la distancia habitual de trabajo para que resulte inteligible una conversación mantenida con un tono de voz cómodo para el emisor.

Mucho	
Bastante	
Regular	
Poco	
Nada	



7.3. Los niveles de ruido impiden escuchar señales acústicas relevantes o entender mensajes por megafonía.

Mucho	
Bastante	
Regular	
Poco	
Nada	

Una vez realizado este cuestionario, se analizarán las respuestas obtenidas en el mismo y se tomarán las mediciones de ruido que procedan según las indicaciones realizadas en la tabla 27 que se adjunta en la siguiente página:



ITEM N°	ITEM MARCADO EN EL CUESTIONARIO	QUÍ PARA LA ELECCIÓN DE MEDIDAS DE PREVENCIÓN Y CONTROL DEL RUIDO MOLESTO
1.1	El trabajo desarrollado implica altos niveles de atención	1
1.2	El trabajo desarrollado requiere tareas mentales o manuales de alta complejidad	
1.3	El desarrollo habitual de la tarea exige una elevada discriminación auditiva	
2.1	El ruido es producido por la tarea que realiza el propio trabajador	2.1, 2.2.3 - 2.2.6
2.2	El ruido es producido por fuentes ajenas al trabajador	2.2
2.2.1	Es importante el ruido procedente del exterior (calle, tráfico, etc.)	2.2.1
2.2.2	Hay ruido molesto procedente de personas (conversaciones entre compañeros, público, etc.)	2.2.2, 7.1 - 7.3
2.2.3	Existe un sistema de ventilación/climatización ruidoso	2.2.3
2.2.4	Existe reverberación en la sala que interfiere en la tarea	2.2.4
2.2.5	El puesto de trabajo está próximo a un proceso productivo ruidoso	Realizar mediciones de tiempo de reverberación
2.2.6	Existen equipos ruidosos para el desarrollo de la tarea (impresoras, ordenadores, teléfonos etc.)	Si además responde afirmativo a las preguntas 5, 6, 7 realizar mediciones de los niveles de ruido
3.1	Ausencia de un programa de mantenimiento correcto y periódico de equipos e instalaciones	3.1
4.1	El nivel de ruido es constante y continuo en el tiempo	4
4.2	El nivel de ruido sufre grandes variaciones a lo largo de la jornada	
4.3	Existe habitualmente ruido de impactos (golpes)	
4.4	Hay ruido aleatorio e inesperado en algún momento de la jornada que sobresalte al trabajador	
4.5	Existen ruidos de varios tipos combinados habitualmente	
4.6	Existe algún tono o frecuencia del ruido predominante	
5.1	Le molesta al trabajador el ruido en su puesto de trabajo	5
5.1.1	Cuando el trabajador, a lo largo de su jornada laboral, considera que el ruido es más molesto	
5.1.2	Señale las fuentes de ruido que le resulten más molestas al trabajador	Realizar mediciones de los niveles de ruido (análisis y valoración de las molestias mediante índices acústicos)
6.1	El ruido existente constituye un factor de distracción importante en el desarrollo de la tarea	6
6.2	El ruido le dificulta la concentración mental requerida en la tarea	Realizar mediciones de los niveles de ruido (análisis y valoración de las molestias mediante índices acústicos)
7.1	Es necesario elevar el tono de voz para hacerse entender en el desarrollo de su trabajo	7.1
7.2	Es necesario forzar la atención por parte del receptor a la distancia habitual de trabajo para que resulte inteligible una conversación mantenida con un tono de voz cómodo para el emisor	7.2
7.3	Los niveles de ruido impiden escuchar señales acústicas relevantes o entender mensajes por megafonía	7.3

Tabla 27. Tabla de evaluación de respuestas y realización de mediciones de ruido del cuestionario de confort acústico



2.40.2 Método de medición de ruido.

En algunas ocasiones, es necesario hacer mediciones de los niveles de presión sonora o del nivel de ruido continuo equivalente y, en otras será necesario conocer el espectro de frecuencia del ruido. Pasos a seguir:

1. Selección de la muestra:

Se deberá seleccionar la muestra, estadísticamente, más representativa una vez analizado los resultados del cuestionario.

2. Toma de datos:

Según el objetivo de nuestra medición la toma de datos se realizará empleando un equipo de medición del nivel de presión acústica ponderado.

Perturbación mental y otras molestias	Interferencia en la comunicación
Sonómetro integrador promediador (mide el nivel sonoro continuo equivalente en dBA $L_{Aeq,T}$) para un tiempo T.	Sonómetro integrador-promediador y analizador del espectro de frecuencia para el análisis de las frecuencias en bandas conversacionales (cálculo de SIL).
Sonómetro integrador-promediador y analizador de espectro de frecuencias en bandas de octava en tiempo real (el analizador puede que no esté incluido en el sonómetro, en cuyo caso los datos registrados se volcarán en un analizador de frecuencias externo).	Sonómetro integrador-promediador (Nivel en dBA y conversión al valor SIL; $SIL = LA - 8$)

Tabla 28. Selección del tipo de sonómetro en función del tipo de molestia detectada

Estos instrumentos de medición deben cumplir los requisitos establecidos en el RD 286/2006 sobre la protección de los trabajadores frente al ruido. Esto es:

- El sonómetro integrador-promediador se ha de ajustar como mínimo a las prescripciones establecidas en la norma UNE-EN 60804:1996 para los instrumentos del “tipo 2”.
- La medición se efectuará con la característica “SLOW” ponderación frecuencial A.

Los instrumentos de medición deberán calibrarse antes y después de la medida. Los calibradores deberán cumplir con la norma CEI 942 y debe realizarse según las instrucciones del fabricante.



Si medimos el nivel de ruido que recibe el trabajador se colocará el sonómetro procurando apuntar con el micrófono a la zona donde se obtenga mayor lectura, a unos 10 cm de la oreja del operario, y, si es posible, apartando a dicho operario para evitar apantallamiento con su cuerpo.

Si medimos el nivel de ruido en el lugar de trabajo se efectuará la medida a una distancia mínima de 1 m de las paredes, entre 1,2 y 1,5 del suelo y alrededor de 1,5 m de las ventanas. Los niveles sonoros medidos se promediarán al menos en tres posiciones separados entre sí $\pm 0,5$ m.

Si el ruido no es estable se determinará la duración y el nivel de ruido. Se elegirá el periodo de tiempo de muestreo según la variación del ruido.

Como precaución podrían efectuarse un mínimo de tres mediciones de corta duración a lo largo del periodo T y considerar como $L_{Aeq,T}$ la media aritmética de ellas.

La metodología empleada está recogida en la norma UNE 74-023-92 que es equivalente a la ISO 1999 de 1990

2.40.3 Evaluación, análisis e implantación de medidas correctivas.

Una vez recolectadas las mediciones de ruido, llega el momento de analizarlas y buscar las soluciones correctivas necesarias para atenuar y/o eliminar el problema.

Estas soluciones se basan en:

- Medidas técnicas: encaminadas a reducir el ruido
- Medidas organizativas: dirigidas a disminuir la exposición al ruido de los trabajadores.

Las medidas de control del ruido molesto siguen los mismos principios preventivos que las que se aplican en la prevención del daño auditivo, es decir, son más eficaces las actuaciones sobre la fuente generadora de ruido que las que se realizan sobre el medio de transmisión del ruido, y éstas, más eficaces que las que se aplican al receptor.

La selección de la medida de control apropiada se hará teniendo en cuenta que no existan posibles consecuencias negativas sobre otras condiciones de trabajo y no planteen inconvenientes sobre la seguridad y la salud de los trabajadores.

Una vez que se toma la decisión de la puesta en práctica de alguna solución correctiva se deberían considerar los siguientes factores:

- Prioridad de las intervenciones en las tareas afectadas por el ruido



- Efectos de las soluciones adoptadas sobre otras tareas
- Planificación de cada etapa
- Verificación periódica de la eficacia de la medida adoptada

La verificación de la eficacia de la medida adoptada deberá realizarse con una programación donde queden por escrito las condiciones del lugar de trabajo, las mediciones del ruido (si hubiese sido necesario), la técnica empleada y, si fuera preciso, la modificación de la medida adoptada y la persona responsable de su control.

A continuación se ofrecen una serie de medidas de control del ruido, sin olvidar que, a fin de ser más efectiva, se deberían elegir las medidas más apropiadas de control del ruido para cada situación:

2.40.3.1 Características de las tareas realizadas.

Dependiendo de las características de la tarea, la presencia de ruido afecta en mayor o menor medida en su desarrollo. No están claramente definidos los efectos del ruido sobre la realización de la tarea.

Un mismo ruido podría disminuir la concentración en unos casos y ser estimulante en otros como, por ejemplo, en tareas monótonas y repetitivas. Las tareas que se ven más afectadas negativamente por el ruido son:

- Tareas que requieren alto grado de concentración, aprendizaje o procesamiento analítico. Cuanto más ruido hay, mayor esfuerzo realiza el trabajador para concentrarse.
- Tareas donde una parte muy importante de su realización incluye la comunicación (conversación – escucha).
- Tareas manuales que requieren gran destreza.
- Tareas simultáneas.
- Tareas de vigilancia y tareas que utilizan señales auditivas.

Una vez analizada la tarea del trabajador, se recomienda una correcta programación de las mismas alternando las tareas ruidosas con las que no lo son.

2.40.3.2 Fuentes del ruido.

Una vez localizada la fuente del ruido se recomienda adoptar las medidas que se indican a continuación, teniendo en cuenta que estas medidas deben ser adaptadas para cada caso en particular.



Un ruido se considera más tolerable cuando es consecuencia inevitable de la actividad desarrollada o cuando el ruido contiene información útil (ruidos que avisan de anomalías, etc.).

Adoptar medidas técnicas como por ejemplo:

- Aislamientos.
- Confinamiento acústico de la fuente.
- Distribución de EPI's para protección acústica entre el personal de trabajo.
- Sustitución de equipos ruidosos por otros más silenciosos.

Adoptar medidas organizativas como por ejemplo:

- Distribución adecuada de los puestos de trabajo.
- Rotación de puestos en tareas ruidosas y poco ruidosas.
- Organización de tareas.
- Dotación de lugares sin ruidos para las pausas.
- Realización de pausas a lo largo de la jornada.
- Formación e información a los trabajadores sobre la existencia del ruido.

2.40.3.2.1 Ruido exterior.

En el caso de ruido procedente del exterior del lugar de trabajo (Mar embravecido, viento, calle, tráfico, etc...), la mejor forma de tratar este problema será evitar la transmisión del ruido al interior de los espacios con la selección apropiada de los materiales de construcción:

- El diseño del aislamiento será fundamental.
- La selección del tipo de ventanas, portillos, puertas, escotillas, cobran una importancia principal a la hora de minimizar los efectos de este tipo de ruidos etc.

2.40.3.2.2 Ruido de personas.

Se deben adoptar medidas organizativas como:

- Distribución adecuada de los puestos de trabajo.



- Rotación de puestos en tareas ruidosas y poco ruidosas.
- Organización de tareas.
- Dotación de lugares sin ruidos para las pausas.
- Realización de pausas a lo largo de la jornada.
- Formación e información a los trabajadores sobre la existencia del ruido.
- Compartimentación de los puestos de trabajo.

Para reducir y/o eliminar los problemas generados por este tipo de ruido, se aconseja efectuar un tratamiento acústico al local con la utilización de materiales absorbentes de tal manera que disminuya el nivel de energía acústica reflejada en paredes, suelos, techos, etc.

2.40.3.2.3 Ruido de las instalaciones.

Es posible conseguir una reducción del ruido procedente del sistema de ventilación y climatización aplicando medidas tales como:

- El uso de conexiones aislantes y antivibratorias en los conductos
- El forrado interior de los conductos con materiales absorbentes de ruido (generalmente láminas de fibra de vidrio).
- La instalación de silenciadores en los conductos.
- El uso de elementos antivibratorios o bloques de inercia para evitar la transmisión de las vibraciones a la estructura.
- La modificación del tamaño o modelo de los difusores y las rejillas de retorno del aire.

En términos generales, el ruido del sistema de ventilación deberá ser lo suficientemente bajo como para que no interfiera con la actividad de los trabajadores.

En lugares de trabajo industriales o en la sala de máquinas de un buque (con la maquinaria apagada) los valores máximos recomendados del ruido de fondo, proveniente de sistemas de ventilación o ruidos del exterior, son de 65 dBA a 70 dBA.

Se puede utilizar el control activo del ruido sobre todo para controlar las bajas frecuencias de los sistemas de ventilación.

Es muy importante un correcto mantenimiento de equipos y sistemas de ventilación y aire acondicionado.



Es importante efectuar un tratamiento acústico a un local con materiales absorbentes de tal manera que se obtenga la disminución del nivel de energía acústica reflejada en paredes, suelos, techo, etc.

En la norma básica de Edificación (que aunque derogada y substituida por el Código Técnico de Edificación en el 2007, sigue siendo útil como referencia) se indican unos valores admisibles del tiempo de reverberación según el tipo de local habitable de diversos tipos de edificios, tal y como se indica en las siguientes tablas:

TIPO DE EDIFICIO	LOCAL	TIEMPO DE REVERBERACIÓN (s)
Residencial (público y privado)	Zonas de estancia	≤ 1
	Dormitorios	≤ 1
	Servicios	≤ 1
	Zonas comunes	$\leq 1,5$
Administrativo y de oficinas	Despachos	≤ 1
	Oficinas	≤ 1
	Zonas comunes	$\leq 1,5$
Sanitario	Zonas de estancia	$0,8 \leq T \leq 1,5$
	Dormitorios	≤ 1
	Zonas comunes	$1,5 \leq T \leq 2$
Docente	Aulas	$0,8 \leq T \leq 1,5$
	Salas de lectura	$0,8 \leq T \leq 1,5$
	Zonas comunes	$1,5 \leq T \leq 2$

Tabla 29. Tiempos de reverberación en diferentes edificios. NBE-CA-88.

Recinto ⁴	Tiempo de reverberación
Aulas y salas de conferencias vacías	$T \leq 0,7$ s
Aulas y salas de conferencias vacías, pero con butacas fijas	$T \leq 0,5$ s
Comedores y restaurantes	$T \leq 0,9$ s

⁴ Las aulas y salas de conferencias se consideran vacías, sin mobiliario, ocupación, objetos, mantelerías, etc. Sólo se considera el mobiliario fijo, como las butacas fijas en las salas de conferencias

Tabla 29.1. Tiempos de reverberación en diferentes espacios comunes. Guía de aplicación DB-HR del nuevo Código Técnico de Edificación (CTE)

2.40.3.2.4 Ruido de los equipos de trabajo.

Se debe de actuar, en la medida de lo posible, sobre todos aquellos equipos de trabajo generadores importantes de ruido o vibraciones, con objeto de limitar sus efectos sobre las personas expuestas.

En muchos casos es posible solucionar el problema eliminando o sustituyendo los equipos por otros que emitan menos ruido.



La selección de procedimientos o procesos de producción menos ruidosos debe ser una práctica recomendable, al comprar un equipo ó una máquina, seleccionar el de menor emisión de ruido o, en su caso, el que produzca menos vibraciones.

Debemos comprobar que en el manual de instrucciones se indica los niveles de emisión de ruido (declaración del ruido) y, en el caso particular de las máquinas portátiles o guiadas a mano, las informaciones relativas a las vibraciones producidas.

La sustitución de materiales (siempre que sea posible) que absorban el ruido por ejemplo:

- Substitución de engranajes de metal por plástico, goma u otros materiales de características similares
- Transmisión de movimiento por medio de correas trapezoidales en lugar de cadenas metálicas.
- Uso de silenciadores (en los escapes de válvulas, por ejemplo).

Modificación de componentes de las máquinas o su régimen de funcionamiento como por ejemplo, la reducción de la velocidad innecesariamente alta de las partes transmisoras de fuerza que produzcan ruido o de los sistemas de transporte.

Para disminuir el ruido transmitido por las estructuras se deberá aislar a las estructuras entre sí o lograr un aislamiento de las máquinas al suelo mediante conexiones flexibles.

Los métodos para atenuar y aislar los sonidos transmitidos por impacto sólido son diferentes de los transmitidos por vía aérea. Una estructura que es un excelente aislante para un tipo de transmisión sonora, será muy pobre para el efecto de la absorción sonora.

Si no se pueden eliminar o sustituir las máquinas o equipos de trabajo ruidosos, es posible evitar la transmisión del ruido con una redistribución de dichos equipos:

- Distribución adecuada de las máquinas (alejando las máquinas de paredes y objetos reflectantes).
- Agrupamiento de las máquinas ruidosas.
- Alejamiento de la fuente de ruido del receptor. Compartimentación adecuada de la zona de trabajo.
- Aislamiento de la fuente de ruido (con los cerramientos se puede conseguir una reducción del ruido de 5 dBA hasta 55 dBA)



- Aislamiento del receptor (en este caso la reducción del ruido suele ser inferior a 25 dBA).
- Interposición de barreras aislantes que limiten el ruido como barreras y pantallas acústicas, cabinas aislantes, etc. Con las barreras y pantallas acústicas se puede conseguir una reducción del ruido de aproximadamente 10 dBA. Con las cabinas aislantes la reducción del ruido es entre 15 dBA y 30 dBA.
- Efectuar un tratamiento acústico al local con materiales absorbentes de tal manera que disminuya el nivel de energía acústica reflejada en paredes, suelos, etc.

En el caso de sonidos originados por impacto directo, por ejemplo:

- Impulsos producidos por objetos que caen sobre un piso.
- El ruido de pasos.
- El golpeteo de las puertas.

Se recomienda:

- Disminuir la altura a la que están situados los materiales para que al caer no se produzca tanto ruido.
-
- Si es posible, reducir los golpes secos, alargando el periodo de frenado de las partes oscilantes, o usando cubiertas de plástico o goma.
- Mantenimiento adecuado de instalaciones y equipos de trabajo.
- Adoptar medidas de enmascaramiento del ruido por ejemplo utilizando ruido blanco o medidas de control activo del ruido.
- Utilización del control remoto de equipos ruidosos.
- Adoptar medidas organizativas descritas en el punto 2.40.3.2

2.40.3.3 Mantenimiento de equipos e instalaciones.

A menudo los niveles de ruido producido por las herramientas y máquinas se incrementan debido a un mal mantenimiento de las mismas o a vibraciones innecesarias.

El ruido puede proceder de partes aflojadas o de partes metálicas golpeadas por materiales. Dicho ruido puede reducirse fácilmente con un mantenimiento periódico apropiado, en el que son aspectos a tener en cuenta:

- La lubricación.



- Los defectos de alineamiento.
- El equilibrado de masas.

En caso de existir alguna de estos problemas debemos de:

- Comprobar que las pantallas acústicas absorbentes están bien colocadas.
- Comprobar que el estado del material absorbente que recubre suelos, techos y paredes esté en correctas condiciones.
- Implantar un programa de mantenimiento correcto periódico de los equipos y sistemas de climatización. Se deben seguir las instrucciones del fabricante para la instalación y el mantenimiento.

2.40.3.4 Molestias.

Para valorar la relación existente entre la exposición al ruido y las molestias de una persona o de un colectivo de una forma objetiva, se han desarrollado unos índices y criterios acústicos (descritos ya, con anterioridad en este documento) a través de varias normas técnicas de entidades de reconocido prestigio (ASHRAE, ANSI, UNE).

Los índices acústicos, básicamente, definen una familia de curvas que establecen límites aceptables de confort acústico en diferentes espacios en los que existen unos niveles de ruido de fondo estables.

Según la OMS, a partir de 35 dBA puede aparecer la sensación de malestar. Teniendo en cuenta los apartados anteriores adoptar y adaptar las soluciones más adecuadas para el trabajador.

2.40.3.4.1 Perturbación de la concentración mental.

Debemos evitar ruidos impredecibles, la variabilidad del sonido es una característica molesta que produce distracción.

Cuando la diferencia entre los niveles de ruido máximo y mínimo es menor de 5 dBA se habla de «ruido estable» y éste, en principio, si se encuentra en un nivel aceptable (por debajo de los 55 dBA, para tareas de oficina y aún por debajo de los 45 dBA, si se requiere mucha concentración), no tiene por qué perturbar el mantenimiento del nivel de atención y concentración necesario.

Teniendo en cuenta el puesto de trabajo, la naturaleza de la tarea, las características del ruido se recomienda adaptar alguna de las medidas descritas en los apartados anteriores para controlar los niveles de ruido perturbadores.



2.40.3.4.2 Interferencia en la comunicación verbal.

Si el proceso de intercambio de información verbal plantea mayores exigencias y dificultades de comprensión, el ruido de fondo no debe exceder de 45 dBA a 50 dBA o debería estar en una relación de 20 dBA por debajo de la voz humana.

Existen diferentes metodologías para valorar la interferencia del ruido, tanto en la comprensión de la palabra, como en la capacidad de interpretar las conversaciones, y del esfuerzo vocal necesario para mantener una conversación. Para una evaluación más precisa se recomienda utilizar el Criterio SIL (*Speech interferente level*) (UNE-EN ISO 9921:2004), que ya fue descrito anteriormente en este documento, para evaluar la interferencia del ruido en la comunicación.

El principal aspecto generador de molestias son las conversaciones. Es posible garantizar la reducción del ruido de las conversaciones mediante compartimentación adecuada del lugar de trabajo e interposición de barreras, biombos, etc.

Adoptar medidas de enmascaramiento del ruido de conversaciones irrelevantes por ejemplo utilizando **ruido blanco** o medidas de control activo del ruido.

Además se recomienda adoptar las medidas organizativas descritas en apartados anteriores.

Se debe analizar con los trabajadores/tripulantes si la comunicación esencial para el desarrollo del trabajo y los avisos necesarios se ven impedidos por el ruido existente de su lugar habitual de trabajo.

El nivel sonoro de la señal acústica deberá ser al menos 10 dBA superior al del ruido ambiente. Si la señal o nivel sonoro de la voz resulta inferior en 10 dBA al ruido de fondo, su comprensión se reduce al 70%.

Sustituir señales acústicas (timbres, bocinas, etc) por señales luminosas o por carteles del tipo “pase sin llamar” en algunos casos puede ser interesante, en otros no es prudente eliminar la señal o alarma sonora y simplemente se complementan.

2.40.4 Ejemplo de Selección de procesos de trabajo y de maquinaria con bajo nivel de ruido (UNE-EN-ISO 11690-2:1997).

Para seleccionar o utilizar una máquina potencialmente generadora de ruido dentro de un proceso de trabajo, se recomienda la adopción de las medidas de reducción del nivel de ruido en la etapa de diseño debido a que las medidas *a posteriori* pueden afectar a los requisitos de funcionamiento y son generalmente más costosas.



Cuando se considera un equipo o una máquina ruidosa, deben distinguirse dos tipos de generación de ruido:

- Generación por fluidos en movimiento (gas y/o líquido) como en procesos de combustión, ventiladores, venteadores, sistemas hidráulicos, etc.
- Generación mecánica por vibraciones, impactos, masas desequilibradas, etc. como en motores eléctricos, engranajes, martillos, prensas mecánicas, etc.

Algunos ejemplos de medidas para reducir el ruido pueden ser las representadas en la tabla 30 ofrecida a continuación:

RUIDO PRODUCIDO POR FLUIDOS EN MOVIMIENTO
a. Reducción de variaciones periódicas de la presión en la fuente de excitación
b. Reducción de velocidades de flujo
c. Evitar variaciones bruscas de presión
d. Diseño eficaz de los elementos de paso de fluidos
RUIDO MECÁNICO
a. Reducción de fuerzas dinámicas excitadoras, por ejemplo con capas elásticas...
b. Reducción de la velocidad de vibración de la estructura, por ejemplo, con bloques de inercia...
c. Reducción de la transmisión de las vibraciones, por ejemplo, con elementos elásticos...
d. Reducción del sonido radiado por una estructura vibratoria, por ejemplo, capas amortiguadoras sobre planchas metálicas finas, planchas metálicas perforadas, revestimiento con material absorbente, sellar las aberturas que no sean necesarias ...
e. Envolturas de aislantes acústicos o estructuras de paredes gruesas

Tabla 30. Medidas de reducción de ruido

Es posible la modificación o sustitución de componentes de máquinas para disminuir la transmisión del ruido dentro de la máquina y la radiación del ruido por su superficie sin que se vea afectado su funcionamiento.



Algunos procedimientos de reducción de la generación y transmisión de ruido son:

- Evitar impactos o movimientos rápidos sustituyéndolos por movimiento uniforme y reduciendo las velocidades de impacto (mediante disminución de la altura de caída, con masas más pequeñas...)
- Utilizar materiales amortiguadores sobre las superficies de impacto (material elástico).
- Instalar bombas de engranajes en vez de bombas de pistón axial
- Utilizar engranajes de materia plástica si es posible
- Instalar engranajes helicoidales en lugar de engranajes rectos
- Asegurar que todas las masas rotativas están equilibradas
- Seleccionar materiales que ofrecen las mejores combinaciones (por ejemplo, plástico/acero) y una lubricación de los elementos con contactos por fricción.

En algunas circunstancias es posible la sustitución de un proceso industrial ruidoso por otro de bajo ruido. Algunos ejemplos de procesos alternativos con menor ruido se citan a continuación en la tabla 31:

PROCESOS DE RUIDO ELEVADO	PROCESOS DE BAJO RUIDO
Remachado por percusión	Remachado por compresión y por desenrollamiento
Movimiento por aire comprimido o por motor de combustión interna	Movimiento por electricidad
Corte o taladro, por ejemplo en piedra u hormigón mediante el uso de máquinas percusoras neumáticas o de combustión interna	Utilización de máquinas que pueden fijarse con brocas o discos de sierra circular equipados con dientes de diamante
Encabezamiento de la matriz	Extrusión por contracción por recorrido total
Corte por empuje	Corte por tracción
Secado por chorro	Secado por radiación
Oxicorte por chorro de plasma	Corte por plasma bajo el agua
Troquelado	Corte por rayo láser
Soldadura convencional TIG/TAG	Soldadura por arco protegida TIG/TAG
Endurecimiento a la llama	Endurecimiento por rayo láser
Fijación por remaches	Fijación por presión
Conformación por golpes	Prensado hidráulico
Soldadura por puntos	Soldadura continua

Tabla 31. Procesos ruidosos industriales sustituibles por procesos con bajo ruido



Hay también operaciones ruidosas que no están relacionadas con maquinaria fija sino con herramientas manuales.

También se deberán tomar precauciones a la hora de seleccionarlas o en la disposición del puesto de trabajo de las personas que vayan a utilizarlas (por ejemplo: martillos insonorizados, mesas de trabajo acolchadas, muelas de bajo ruido, tapices amortiguados magnéticos, etc.).

En la Norma UNE-EN ISO 11690-1:1996 apartado 8 se describe la actuación de un comprador antes de adquirir una máquina nueva. En dicha norma se insta al comprador a considerar las siguientes cuestiones:

- a) ¿Está disponible la información sobre la emisión de ruido de la máquina (declaración de ruido) y sobre el menor ruido alcanzable?
- b) ¿Se ha incluido en la petición de oferta al posible suministrador algún requisito específico de información o de garantía sobre la emisión de ruido?
- c) ¿Cuál será el impacto sonoro de la nueva máquina en el lugar de trabajo donde se pondrá en funcionamiento?

La información básica a demandar a los posibles suministradores incluye los siguientes datos de emisión de ruido:

- Nivel de potencia acústica ponderado A declarado.
- Nivel de presión acústica ponderado A declarado.
- Nivel de presión acústica de emisión de pico ponderado C declarado (si es pertinente).
- Referencia al código de ensayo de ruido normalizado utilizado. Si no existe código para esa máquina, una descripción total del método de medida de la emisión de ruido, la posición del puesto de trabajo, las condiciones de montaje y funcionamiento y el ciclo de trabajo de la máquina que se haya utilizado.

Los valores de emisión de ruido sirven para:

- Seleccionar la máquina con menor emisión de ruido.
- Evaluar el estado de la técnica de reducción del ruido.
- Permitir el dialogo directo entre suministrador y comprador.
- La predicción de los posibles niveles de inmisión de ruido en el local de trabajo donde la máquina (y otras) funcionarán.
- La evaluación por el comprador de la conformidad con los niveles de emisión de ruido especificados o garantizados.



2.40.5 Acondicionamiento acústico de espacios. Técnicas actuales.

El éxito en el diseño acústico de cualquier tipo de espacio, una vez fijado su volumen y definidas sus formas, radica, básicamente, en la elección de los materiales más adecuados para utilizar como revestimientos de este espacio con el objetivo de obtener un confort acústico óptimo y además, en algunos casos, unos tiempos de reverberación adecuados al usos del espacio en cuestión.

Cuando hablo de tiempos de reverberación adecuados, estoy pensando, principalmente en cruceros y ferries que suelen estar dotados de abundantes espacios comunes muy amplios y diáfanos, donde no sólo el nivel de presión sonora es importante, sino que también lo es la calidad y nitidez con la que se percibe el sonido (la inteligibilidad del sonido). Estoy hablando de Salones, discotecas, teatros, salas de conferencias, salas de conciertos, cines, etc.

A estos espacios que, aunque muy habituales en tierra, también lo son en buques del tipo crucero y ferry, se les exigen cualidades y calidad sonora similares a las de sus homólogos en tierra, con la dificultad añadida de que a bordo de un buque, éstos espacios se mueven a la velocidad del buque y están rodeados de un entorno potencialmente ruidoso y vibratorio flotando sobre el mar (soportando condiciones de mar y viento importantes) e influenciados por las fuerzas excitatrices principales del buque como son el efecto de la maquinaria de propulsión principal y auxiliar del buque, la acción de las hélices y la frecuencia de vibración propia del casco.

Según qué tipo de espacios, resulta necesario potenciar la aparición de primeras reflexiones (es el caso de teatros y salas de conciertos) y/o conseguir una buena difusión del sonido (exclusivamente en el caso de salas de conciertos, cines y discotecas).

A continuación se describirán los diferentes tipos de materiales y elementos utilizados para acondicionar acústicamente un recinto, así como sus características básicas.

Cada uno de ellos produce principalmente uno de los siguientes efectos sobre la energía sonora:

- Absorción del sonido: Debida, principalmente, a la presencia en el recinto de materiales absorbentes en techo, paredes y a veces suelo, de elementos absorbentes selectivos (resonadores), del público y de las sillas, etc

- Reflexión del sonido: Debida a la existencia de elementos y materiales utilizados para la generación de reflexiones útiles que dirigen las ondas acústicas hacia la zona de público.

- Difusión del sonido: debida a la presencia de elementos difusores utilizados para dispersar, de forma uniforme y en múltiples direcciones, la energía sonora incidente.



2.40.5.1 Absorción del sonido.

Es aconsejable diseñar los locales de pública concurrencia con un tiempo de reverberación inferior a 1 segundo, para conseguir mayor confort acústico y mayor intimidad, mejorándose la calidad de audición y la comunicación hablada.

El tratamiento absorbente es más indicado en locales en que los asistentes desean una mayor intimidad, como restaurantes íntimos, pubs, etc.

En locales de gran superficie con público bullicioso (autoservicios, restaurantes grandes, bingos, etc) es muy importante tratar el techo con materiales muy absorbentes para disminuir el ruido de fondo y dar sensación de bienestar. El coeficiente de absorción de estos techos debe ser de 0,65 a 0,75.

La forma del techo también influye en la calidad acústica interior. Techos planos y paralelos al suelo suelen originar niveles de ruido de fondo elevados.

En salones de recreativos, los sonidos son en gran medida picos de presión sonora elevada. Si no se hace un tratamiento acústico absorbente, sobre todo en la zona de los impactos, los niveles de ruido de fondo aumentan de manera notable y de ahí el problema de aislamiento acústico.

En discotecas, si es posible, se deben intentar separar zonas de niveles de ruido elevado (pista de baile) de las menos ruidosas (del orden de 80-85 dBA), ya que entonces las soluciones de control son más factibles y económicas.

Con un tratamiento absorbente adecuado en paredes se evitan reflexiones que empeoran la calidad acústica interior y disminuye la sensación de intimidad en zonas alejadas de la pista.

Se puede poner un tratamiento absorbente importante en paredes laterales, asientos absorbentes y una distribución sonora ambiental, con tratamiento reflectante en pista de baile con altavoces direccionales y altos niveles de ruido en esa zona.

En locales para tablaos, es muy importante el tratamiento en la zona del tablao que debe ser muy reflectante y el fondo del local muy absorbente, a fin de evitar que el palmoteo y taconeo se pueda repetir por reflexiones múltiples en las paredes del local produciéndose audiciones muy defectuosas en estos casos.

En un recinto cerrado cualquiera, la reducción de la energía asociada a las ondas sonoras, tanto en su propagación a través del aire como al incidir sobre las superficies que limitan el recinto, es determinante en la calidad acústica final del sonido.



Básicamente, ésta reducción de energía, en orden de mayor a menor importancia, es debida a una absorción producida por:

- El público, pasaje y las sillas, butacas...
- Los materiales absorbentes y/o los absorbentes selectivos (resonadores), expresamente colocados sobre determinadas zonas a modo de revestimientos del recinto.
- Todas aquellas superficies límite del local susceptibles de entrar en vibración (como, por ejemplo, puertas, ventanas y paredes y/o mamparos separadores ligeros).
- El aire.
- Los materiales rígidos y no porosos utilizados en la construcción de las paredes/mamparos y techo del recinto (como hormigón en tierra y acero en buques).

Las características de absorción de los materiales absorbentes y de los resonadores dependen no sólo de sus propiedades físicas, sino también en gran parte de un sinfín de condicionantes y de detalles constructivos, que varían sustancialmente de un caso a otro y que son extremadamente complicados de representar mediante una expresión matemática.

Debido a esto, para realizar cualquier diseño acústico, resulta imprescindible disponer de los coeficientes de absorción α obtenidos mediante ensayos de laboratorio, según un procedimiento homologado (norma ISO 354 / UNE-EN 20354). Estos coeficientes deberán ser aportados por los proveedores de cada material, teniendo que acreditar su validez mediante el pertinente certificado.

La determinación de los coeficientes de absorción se lleva a cabo en una sala denominada cámara reverberante. Dicha sala es asimétrica, presenta unas superficies límite revestidas con materiales totalmente reflectantes, disponiendo de un conjunto de elementos convexos suspendidos del techo con una orientación y distribución completamente irregulares, cuya misión es la de crear un campo sonoro difuso.

En la siguiente figura se presenta una vista de la cámara reverberante perteneciente al laboratorio de acústica, así como un conjunto de sillas en un montaje típico para la determinación de sus coeficientes de absorción.

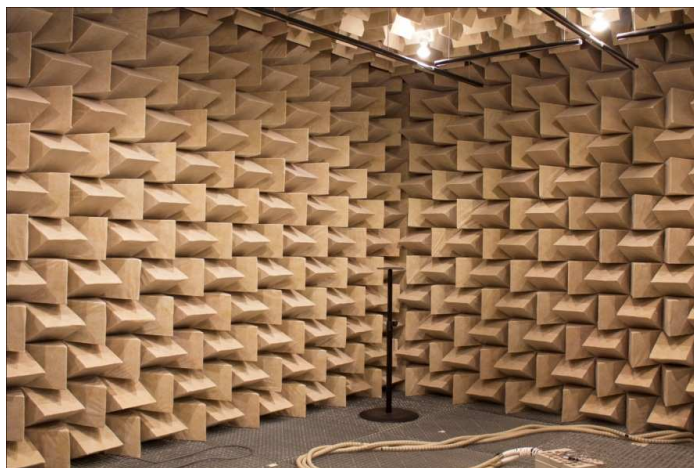


Fig. 82. Cámara reverberante del laboratorio de acústica

Debido a que la determinación de dichos coeficientes se lleva a cabo a partir de la medida de tiempos de reverberación y posterior utilización de la fórmula de Sabine, habitualmente se representan por el símbolo α_{SABINE} o, de forma abreviada, α_{SAB} .

A continuación se explican con detalle las características de absorción de los materiales y elementos mencionados anteriormente, por orden de menor a mayor importancia.

2.40.5.1.1 Absorción de los materiales utilizados en la construcción de las paredes y techo de un recinto.

Estos materiales, por regla general son muy rígidos y con porosidad nula, dan lugar a una mínima absorción del sonido.

Desde un punto de vista físico, la energía que incide sobre ellos se disipa en forma de calor en las capas de aire adyacentes a cada una de estas superficies, por ello se produce una absorción del sonido.

Esta absorción, a efectos prácticos, se representa, habitualmente, en forma de coeficientes de absorción asignados a cada superficie.

Su efecto es únicamente apreciable cuando no existe ningún material absorbente en el recinto, ya sea en forma de revestimiento de alguna de sus superficies. Es el caso, por ejemplo, de las mencionadas cámaras reverberantes, especialmente diseñadas para obtener tiempos de reverberación muy altos.

En la tabla 32 se indican los valores de los coeficientes de absorción α_{SAB} de una serie de materiales utilizados comúnmente en la construcción de locales:



Material	Frecuencia					
	125	250	500	1000	2000	4000
Ventana abierta	1	1	1	1	1	1
Hormigón	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Hormigón macizo	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
Bloques de hormigón pintados	0,01	0,05	0,06	0,07	0,09	0,08
Madera	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02
Filtro asbestos (1cm)	-	-	0,35	0,30	0,23	-
Filtro de pelo y asbestos	-	-	0,38	0,55	0,46	-
Filtros sobre pared (3cm)	0,13	0,41	0,56	0,69	0,65	0,49
Corcho (3 cm)	0,08	0,08	0,30	0,31	0,28	0,28
Corcho perforado y pegado a la pared	0,14	0,32	0,95	0,90	0,72	0,65
Tapices	0,14	0,35	0,55	0,75	0,70	0,60
Ladrillo visto	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05
Enlucido de yeso sobre ladrillo	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04
Enlucido de yeso sobre cemento	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,03
Enlucido de cal	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06
Paneles de madera	0,10	0,11	0,10	0,08	0,08	0,11
Alfombra sobre cemento	0,04	0,04	0,08	0,12	0,03	0,10
Celotex (22 mm)	0,28	0,30	0,45	0,51	0,58	0,57
Celotex (16 mm)	0,08	0,18	0,48	0,63	0,75	-
Vidrio	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
Chapa de acero de espesor 6 mm	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,07
Placas perforadas de material poroso	0,44	0,57	0,74	0,93	0,75	0,76

Tabla 32 Coeficientes de absorción acústica de diferentes materiales

En esta tabla 32 se puede observar que, si bien todos los valores son extremadamente bajos, el material con una mayor rugosidad presenta unos coeficientes de absorción ligeramente más elevados. Esto es debido a que su superficie es mayor y, por tanto, la capa de aire adyacente donde se produce la disipación de energía también lo es.

2.40.5.1.2 Absorción del aire.

La absorción producida por el aire es solamente significativa en recintos de grandes dimensiones, a frecuencias relativamente altas (≥ 2 kHz) y con porcentajes bajos de humedad relativa (del orden de un 10 a un 30%). Dicha absorción se representa por la denominada constante de atenuación del sonido en el aire “m”.

En la siguiente figura se presenta un conjunto de gráficas mediante las que se puede determinar el valor del elemento constructivo 4 veces superior a la atenuación del sonido en el aire (“4m”) en condiciones normales de presión y



temperatura ($P_0 = 105 \text{ Pa}$ y $20 \text{ }^\circ\text{C}$), para cada frecuencia y porcentaje de humedad relativa del aire.

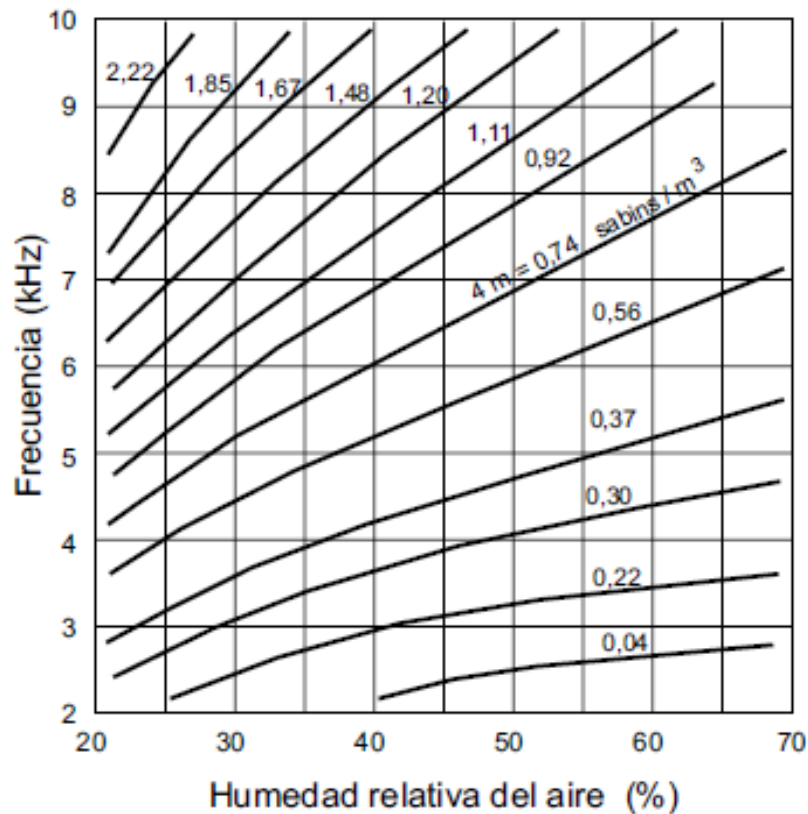


Fig. 83. Gráficas para la determinación del producto $4m$ (m es la constante de atenuación del sonido en el aire)

A partir del conocimiento del producto $4m$ y del volumen V del recinto, es posible calcular el valor del tiempo de reverberación RT del mismo, teniendo en cuenta la atenuación producida por el aire. La fórmula a utilizar es la de Sabine completa:

$$RT = \frac{0,161 V}{A_{\text{tot}} + 4mV} \quad (\text{en s})$$

Siendo A_{tot} la absorción total del recinto (en sabins).

2.40.5.1.3 Absorción de las superficies vibrantes.

La presencia en una sala de superficies límite susceptibles de entrar en vibración, como por ejemplo, puertas, ventanas y paredes separadoras y mamparos ligeros, también da lugar a una cierta absorción que en principio conviene tener presente.

En el caso de los materiales absorbentes, la mayor absorción se produce de una forma totalmente controlada y va asociada a un proceso de disipación de energía, es decir, de conversión de energía sonora en calor.



En cambio, en el caso de una superficie vibrante, una parte de la energía vibracional es radiada hacia el exterior. Aunque en realidad la energía no es disipada, el efecto es equivalente a una verdadera absorción, ya que dicha energía es sustraída de la energía sonora incidente. En este sentido, una ventana abierta puede considerarse como un absorbente muy efectivo, ya que actúa a modo de sumidero de toda la energía sonora incidente.

La expresión aproximada del coeficiente de absorción α de una superficie vibrante, en función de la frecuencia, es:

$$\alpha = \left(\frac{2\rho_0 c}{\omega M} \right)^2$$

Donde:

ρ_0 = densidad del aire = 1,18 Kg/m³

$\omega = 2\pi f$

f = frecuencia (en Hz)

M = masa por unidad de superficie (en Kg/m²)

c = Velocidad del sonido (en m/s)

Dicha aproximación es solamente válida en el caso habitual de que el numerador sea pequeño comparado con el denominador.

Se puede observar que la absorción sólo puede llegar a ser muy sutilmente significativa a bajas frecuencias, aunque los valores habituales de α son siempre pequeños.

2.40.5.1.4 Materiales absorbentes.

La absorción que sufren las ondas sonoras cuando inciden sobre los distintos materiales absorbentes utilizados como revestimientos de las superficies límite del recinto, así como su dependencia en función de la frecuencia, varían considerablemente de un material a otro. En consecuencia, la correcta elección de los mismos permitirá obtener, en cada caso, la absorción más adecuada en todas las bandas de frecuencias de interés.

Según se he comentado anteriormente, existen dos tipos genéricos de elementos específicamente diseñados para producir una determinada absorción:

- Los materiales absorbentes, descritos en este apartado.
- Los materiales absorbentes selectivos o resonadores, que detallaré con mayor profundidad en breve.

En ambos casos, cuando la absorción en una o más bandas de frecuencias es muy elevada, puede ocurrir que el coeficiente de absorción medido α_{SAB} sea



superior a 1. Ello no debe conducir a la interpretación totalmente errónea y carente de sentido desde un punto de vista físico de que la energía absorbida en dichas bandas es mayor que la energía incidente. La justificación proviene de la existencia de un efecto de difracción que hace que la superficie efectiva de la muestra de material utilizada para la medida sea mayor que la superficie real.

Los materiales absorbentes se utilizan generalmente para conseguir uno de los siguientes objetivos:

- Obtención de los tiempos de reverberación más adecuados en función de la actividad (o actividades) a la cual se haya previsto destinar el espacio objeto de diseño.
- Prevención o eliminación de ecos.
- Reducción del nivel de campo reverberante en espacios ruidosos (restaurantes, fábricas, estaciones, salas de máquinas, etc.).

Estos materiales presentan un gran número de canales a través de los cuales la onda sonora puede penetrar. La disipación de energía en forma de calor se produce cuando la onda entra en contacto con las paredes de dichos canales. Cuanto mayor sea el número de canales, mayor será la absorción producida.

En la figura 84 se representa dicho proceso de forma gráfica y simplificada. Se parte de un material poroso y homogéneo, situado delante de una pared rígida.

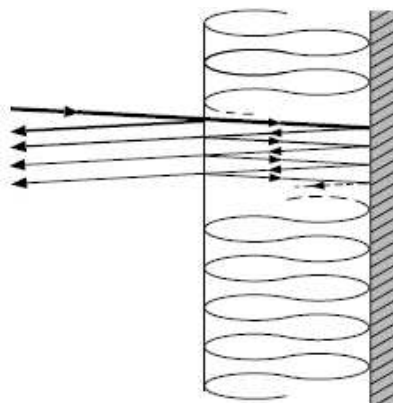


Fig. 84. Proceso de disipación de energía en el interior de un material poroso situado delante de una pared rígida

La onda sonora incidente es parcialmente reflejada. La energía sonora no reflejada penetra en el material, se atenúa y alcanza de nuevo su superficie después de reflejarse en la pared rígida posterior. La energía remanente se divide, nuevamente, en una parte que atraviesa la superficie del material y otra que vuelve a la pared posterior a través del material. Desde un punto de vista teórico, este proceso continúa indefinidamente.



Esta explicación cualitativa sirve para demostrar que la onda sonora reflejada por el material puede imaginarse como compuesta por un número ilimitado de componentes sucesivas, cada una más débil que la precedente a causa de la considerable atenuación que tiene lugar en el interior del material.

El mencionado mecanismo de absorción del sonido es propio de todos los materiales porosos, siempre y cuando los poros sean accesibles desde el exterior. Normalmente tales materiales están formados por sustancias fibrosas o granulares a las que se les confiere un grado suficiente de compacidad a través de un proceso de prensa o de tejeduría.

La característica utilizada para clasificar los productos en clases de absorbentes acústicos según sus correspondientes valores de coeficiente de absorción acústica, está regida por la norma UNE-EN ISO 11654:1998 donde se establece una clasificación de estos materiales según la clases A, B, C, D y E, siendo A los que obtienen mejores resultados.

En la gráfica y tablas ofrecidas a continuación se puede comprobar, fácilmente, cómo se define la esta clasificación de materiales absorbentes acústicos, en función de sus correspondientes coeficientes de absorción.

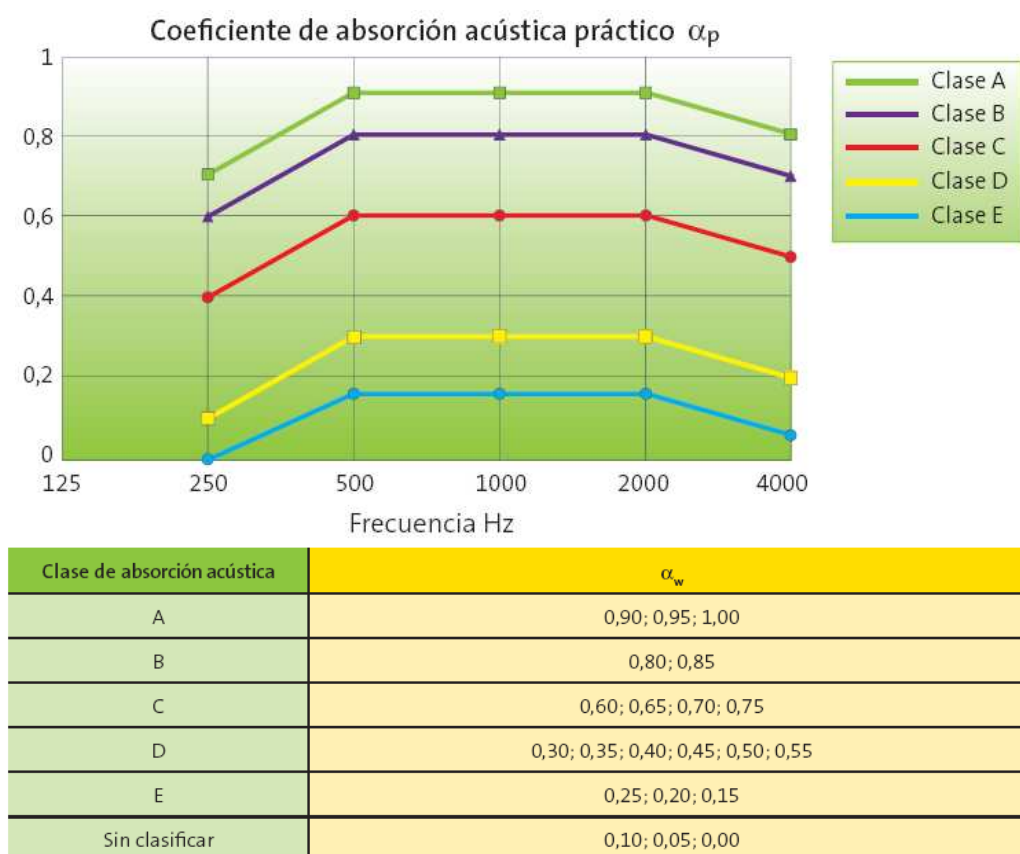


Fig. 85. Gráfica y tabla con la clasificación de materiales absorbentes acústicos según UNE-EN ISO 11654:1998



Criterios de confort acústico	Nivel de absorción	α_w	Clases
Confort acústico máximo, Reducción del nivel sonoro, Reverberación optimizada, Calidad de escucha	Máxima absorción	1	A
Confort acústico garantizado, Reverberación controlada, Inteligibilidad	Absorción reforzada	0,9 a 0,95	
Acústica y confort adaptados, Reverberación limitada	Absorción elevada	0,8 a 0,85	B

Tabla 33. Criterios de confort acústico exigidos a los absorbentes de las clases A y B

Los materiales absorbentes comerciales de este tipo se manufacturan básicamente a partir de:

- Lana de vidrio.
- Lana mineral.
- Espuma a base de resina de melanina.
- Espuma de poliuretano.



Fig. 86. Material absorbente a base de lana de vidrio



Fig. 87. Material absorbente a base de lana mineral



Fig. 88 Material absorbente a base de resina de melamina



Fig. 89 Material absorbente a base de espuma de poliuretano

2.40.5.1.4.1 Coeficiente de reducción acústica NRC.

En ocasiones, en lugar de hacer uso de todos los valores de los coeficientes de absorción por bandas de frecuencias, el grado de absorción acústica de un material absorbente se indica con un único coeficiente. Dicho coeficiente, denominado coeficiente de reducción acústica NRC (“Noise Reduction Coefficient”), se define como la media aritmética de los coeficientes de absorción correspondientes a las bandas centradas en 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz y 2 kHz:

$$\text{NRC} = \frac{\alpha (250 \text{ Hz}) + \alpha (500 \text{ Hz}) + \alpha (1 \text{ kHz}) + \alpha (2 \text{ kHz})}{4}$$

Si bien presenta la ventaja de la simplicidad, se desaconseja su utilización en la fase de diseño acústico, debido a que dicho diseño se lleva a cabo teniendo en cuenta seis bandas de frecuencias por separado (de 125 Hz a 4 kHz).



2.40.5.1.4.2 Variación de la absorción en función del espesor del material

Si partimos de un material absorbente colocado delante de una pared rígida y partiendo de que su espesor inicial es D , al aumentar dicho espesor también aumenta la absorción que produce, especialmente a frecuencias bajas y medias. A continuación se expone el motivo por el cual se origina este incremento de absorción con el espesor.

En primer lugar, es preciso tener en cuenta que la absorción es baja a todas aquellas frecuencias para las que se cumple que el espesor D es mucho menor que la longitud de onda λ' del sonido dentro del material.

$$D \ll \lambda'$$

En efecto, el hecho de que la pared sea rígida obliga a que las partículas de aire situadas en sus inmediaciones no se muevan, es decir, a que su velocidad sea nula. Además, al alejarse de la pared, los valores de dicha velocidad seguirán siendo próximos a cero, ya que $D \ll \lambda'$.

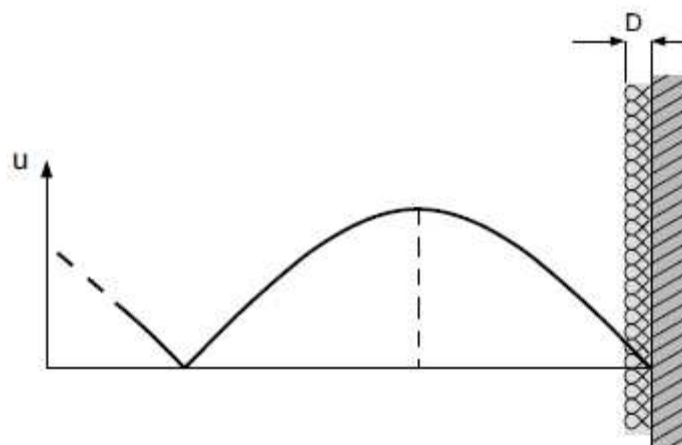


Fig. 90. Evolución de la amplitud de la velocidad “ u ” de las partículas de aire en función de la distancia a la pared rígida ($D \ll \lambda'$)

En la figura situada sobre estas líneas, se observa la variación de la amplitud de la velocidad de las partículas de aire “ u ” en función de la distancia a la pared rígida, para una frecuencia tal que $D \ll \lambda'$.

Al ser dicha velocidad tan baja en todos los puntos del material absorbente, la fricción de las partículas de aire con las paredes de los canales del material es reducida y, en consecuencia, la transformación de energía sonora en energía calorífica es mínima.

En cambio, a medida que la frecuencia aumenta, la longitud de onda λ' disminuye, con lo cual el espesor D será cada vez mayor en comparación con λ' . Ello significa que la velocidad “ u ” dentro del material irá aumentando, la energía disipada se verá incrementada y, por lo tanto, la absorción será mayor.



En la figura siguiente se muestra la variación de la velocidad de las partículas de aire en función de la distancia a la pared rígida, para una frecuencia tal que $D = \lambda'/4$.

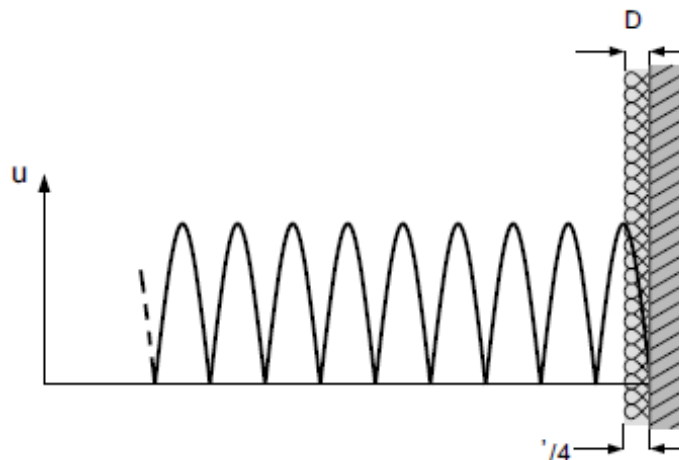


Fig. 91. Evolución de la amplitud de la velocidad “u” de las partículas de aire en función de la distancia a la pared rígida ($D = \lambda'/4$)

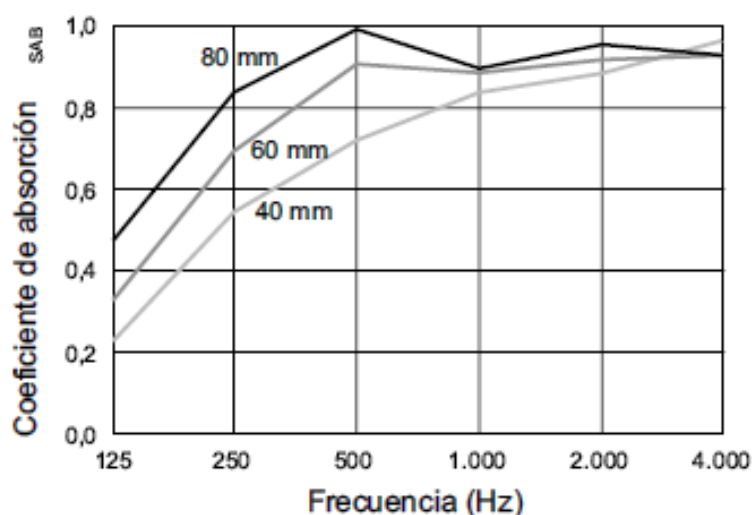


Fig. 92. Variación de la absorción en función de la frecuencia para diferentes espesores de un material absorbente comercial a base de lana de vidrio

2.40.5.1.4.3 Variación de la absorción en función de la porosidad del material.

Al aumentar la porosidad de un material, también aumenta la absorción a todas las frecuencias. Este efecto se genera por el efecto producido por la penetración de la onda sonora incidente que es mayor a medida que se incrementa el grado de porosidad del material.

En la siguiente figura (Fig. 93) se presenta la evolución del coeficiente de absorción en función de la frecuencia de un mismo material con tres grados de porosidad diferentes:

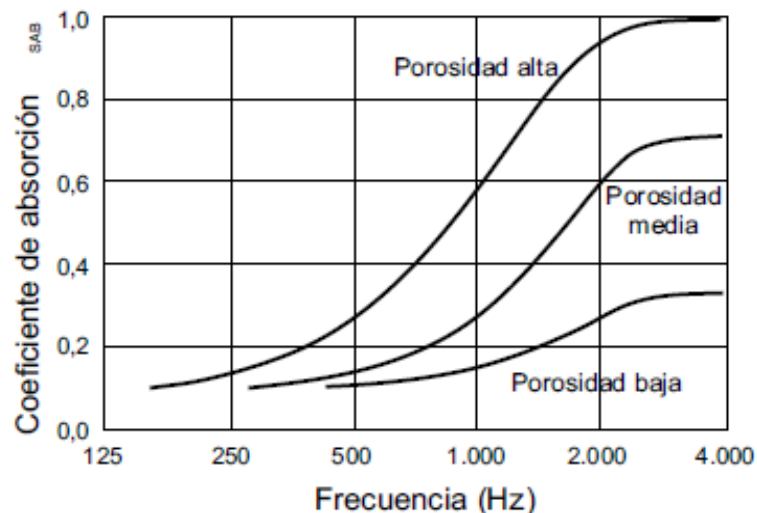


Fig. 93. Variación de la absorción en función de la frecuencia de un material absorbente con distintos grados de porosidad

Los Materiales porosos se pueden clasificar en función de su rigidez y/o elasticidad, obteniendo respuestas acústicas y características diferentes. A saber:

a) Materiales poroso-rígidos

Se usan como yesos absorbentes sonoros con una estructura granular o fibrosa de tela o esterilla hecha con material orgánico o lana artificial, o de losetas acústicas y bloques comprimidos de fibras con aglutinantes. Los yesos absorbentes sonoros son resistentes y se montan con facilidad siempre que la superficie que los recibe esté preparada.

La disminución en el espesor del material causa la disminución del coeficiente de absorción al reflejarse parte de la energía sonora en la superficie rígida de soporte y volver al interior del recinto. Esto ocurre sobre todo a las frecuencias de 250, 500 y 1.000 Hz. Si se montan dejando un espacio de aire entre el material y la pared, aumenta la absorción sobre todo a 250 Hz y algo a 125 Hz, disminuyendo algo a 500 Hz. De todas formas es conveniente solicitar del fabricante la información técnica en función de los diferentes tipos de montaje, a la hora de utilizar valores reales.

Estos materiales suelen presentarse en forma de paneles o tableros acústicos de fácil instalación. También suelen poder colocarse como techo suspendido mediante elementos metálicos, aunque pueden darse problemas por la flexión de los materiales. Los sistemas de suspensión mecánica permiten la combinación de techos absorbentes con la iluminación, aire acondicionado y elementos de calor radiante. Los tamaños oscilan normalmente desde 30x30cm a 30x60cm, y espesores de 1 a 3cm. También, según su formación, presentan diferentes propiedades como apariencia estética, facilidad de limpieza, posibilidad de pintado, reflectancia lumínica, resistencia al fuego, etc.

Como conclusiones sobre este tipo de materiales se puede decir que:



- *La capacidad de absorción disminuye con la reducción del espesor de la capa.*

- *El coeficiente de absorción disminuye a bajas frecuencias.*

- *La presencia de un espacio de aire entre el material y la pared rígida origina un aumento de la absorción a bajas frecuencias y también en el valor máximo del coeficiente de absorción sonora.*

b) Materiales poroso-elásticos

Si el material absorbente presenta un esqueleto no rígido sino elástico, dicho esqueleto estará sujeto a vibraciones al igual que el aire contenido en los poros. Estos sistemas se suelen instalar como sistemas de dos capas con la formación capa de material absorbente-aire-capas de material-aire-pared. Las conclusiones sobre este material son:

- *Un aumento en el número de capas del sistema, de una a dos, aumenta de manera importante las frecuencias para las que el coeficiente de absorción es relativamente alto.*

- *Para aumentar la anchura de la variación del coeficiente de absorción con la frecuencia, se aumenta la distancia entre capas a medida que nos alejamos de la pared rígida.*

- *Para evitar saltos en la variación del coeficiente de absorción con la frecuencia, los espacios de aire no deben ser iguales ni múltiplos unos de otros.*

2.40.5.1.4.4 Variación de la absorción en función de la densidad del material.

Si la densidad del material es baja, existen pocas pérdidas por fricción y, en consecuencia, la absorción es pequeña. A medida que la densidad va aumentando, se produce un incremento progresivo de absorción hasta llegar a un valor límite, a partir del cual la absorción disminuye, debido a que existe una menor penetración de la onda sonora en el material, es decir, una mayor reflexión de energía.

Desde un punto de vista práctico, es aconsejable que los materiales absorbentes utilizados en el acondicionamiento acústico de locales tengan una densidad situada entre, aproximadamente, 40 y 70 Kg/m³, no debiéndose superar en ningún caso los 100 Kg/m³.

En la figura 94 ofrecida a continuación se muestran los valores de los coeficientes de absorción de una lana de roca de 60 mm de espesor y densidades de 40 y 100 Kg/m³, respectivamente.

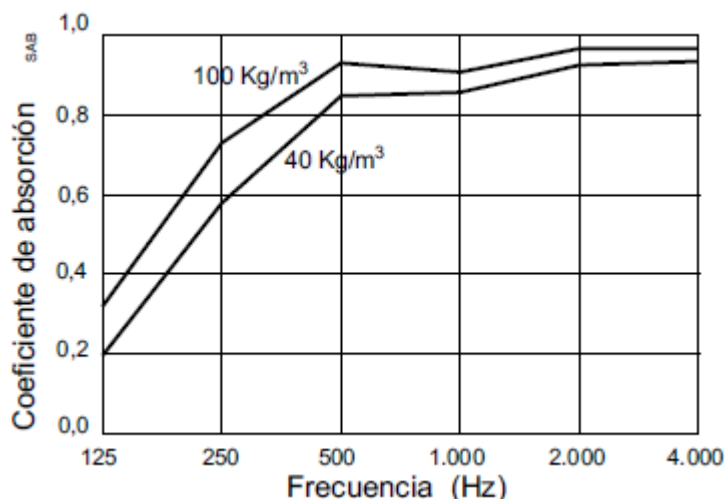


Fig. 94. Coeficientes de absorción de una lana de roca de 60 mm de espesor y densidades de 40 y 100 Kg/m³

2.40.5.1.4.5 Variación de la absorción en función de la distancia del material a la pared rígida.

Si se pretenden obtener coeficientes de absorción elevados a bajas frecuencias, no es imprescindible hacer uso de materiales muy gruesos.

Basta con utilizar un material con un espesor medio y colocarlo a una cierta distancia de una pared rígida, sabiendo que la máxima absorción se producirá a aquella frecuencia para la cual la distancia “d” del material a la pared sea igual a $\lambda/4$ (en este caso, λ es la longitud de onda del sonido cuando se propaga a través del aire existente entre el material y la pared).

Esto es debido a que la amplitud de la velocidad de las partículas de aire es máxima para $d = \lambda/4$ (véase la siguiente figura).

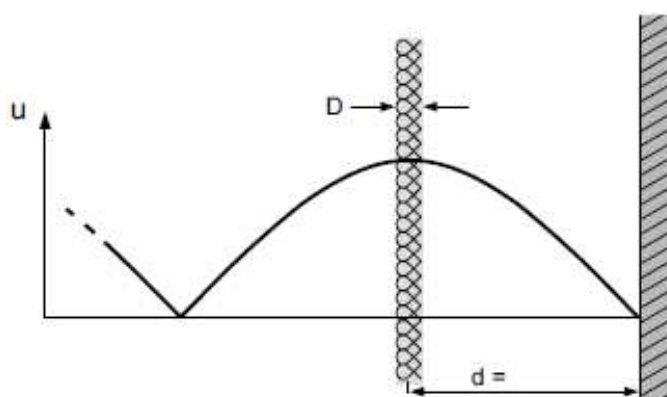


Fig. 95. Amplitud de la velocidad “u” de las partículas de aire en el interior de un material absorbente situado a una distancia de la pared rígida $d = \lambda/4$

Cuanto mayor sea “d”, menor será la frecuencia a la que la absorción será máxima. Por lo tanto, para aumentar la absorción a bajas frecuencias, es preciso incrementar la separación entre el material y la pared. De todas formas, di-



cha mejora se ve contrarrestada por una disminución de absorción a frecuencias más elevadas.

En la siguiente figura, y para documentar mejor este efecto, se muestran los coeficientes de absorción de una lana de roca de 30 mm de espesor y 46 Kg/m³ de densidad, montada de dos maneras distintas: sobre una pared rígida y a una distancia de 50 mm de la misma.

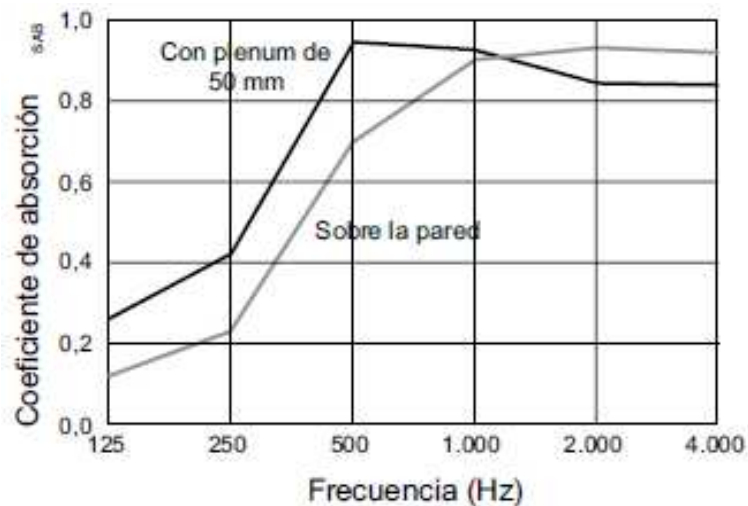


Fig. 96. Coeficientes de absorción de una lana de roca de 30 mm de espesor y 46 Kg/m³ de densidad, montada: a) sobre una pared de hormigón; b) a una distancia de 50 mm de la pared

Podemos observar que con el segundo sistema de montaje es posible obtener un coeficiente de absorción de 0,95 a la frecuencia de 500 Hz, mientras que con el primero dicho valor no se alcanza hasta los 2 kHz.

En la situación límite de que el espesor del material tienda a cero, el comportamiento del mismo es análogo al de una tela porosa colocada a una distancia “d” de una pared rígida y paralela a la misma. En tal caso, y partiendo de la hipótesis teórica de que el material es tan pesado que no vibra bajo la influencia de la onda sonora incidente, los valores del coeficiente de absorción α oscilan de forma periódica entre un máximo y un mínimo.

En la figura siguiente se muestra la evolución de α en función de d/λ , para tres valores diferentes de la resistencia de flujo r_s (se define como la relación entre la diferencia de presiones correspondientes a las dos caras del material y la velocidad del flujo de aire que atraviesa sus poros), suponiendo que la onda sonora incida perpendicularmente sobre el material. La resistencia de flujo r_s engloba todas las pérdidas de energía que tienen lugar en el material.

Según se observa, la máxima absorción se produce a aquellas frecuencias para las cuales “d” es un múltiplo impar de $\lambda/4$, dependiendo su valor del valor de r_s .

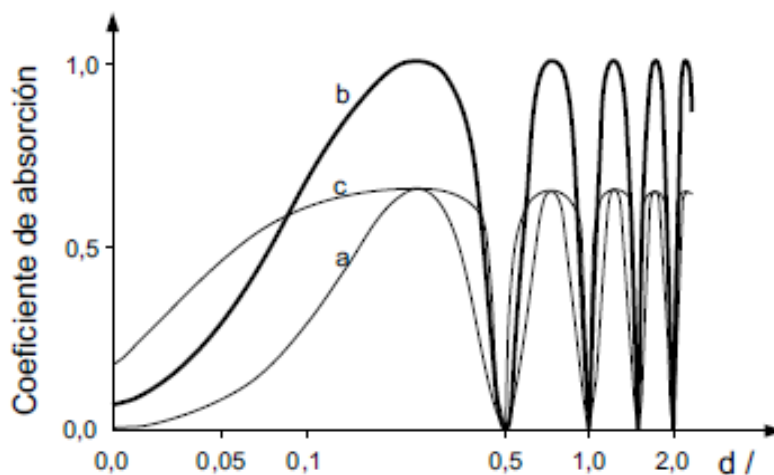


Fig. 97. Coeficientes de absorción de una tela porosa situada a una distancia "d" de una pared rígida, en función de d/λ , para los siguientes valores de r_s :
a) $r_s = 0,25 \rho_0 c$; b) $r_s = \rho_0 c$; c) $r_s = 4 \rho_0 c$

En cambio, la mínima absorción (absorción nula) tiene lugar a todas las frecuencias para las que "d" es un múltiplo par de $\lambda/2$. Esto también es lógico ya que, a dichas distancias, la velocidad de las partículas de aire en el plano del material es cero y la disipación de energía sólo es posible si el aire situado en los poros del mismo está en movimiento.

Debido a que la mayoría de materiales no son lo suficientemente pesados como para garantizar la ausencia completa de vibraciones, las características de absorción pueden diferir de las expuestas anteriormente. De todas formas, en general se pueden considerar válidas.

Por otro lado, en la práctica, se recomienda colocar el material en forma de zigzag con objeto de tener una distancia variable entre el mismo y la pared y, de esta forma, suavizar las irregularidades del coeficiente de absorción. A modo de ejemplo, en la figura 98 se muestran los coeficientes de absorción de una cortina fruncida al 180%, montada de dos formas distintas:

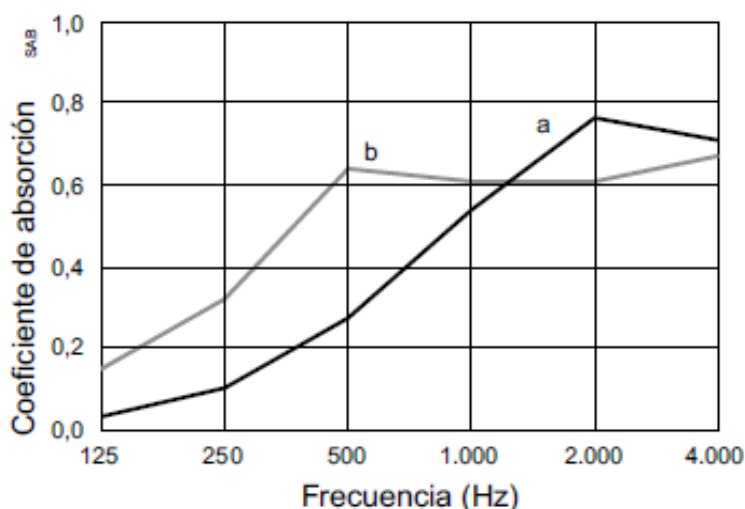


Fig. 98. Coeficientes de absorción en función de la frecuencia de una cortina fruncida al 180% montada: a) sobre la pared; b) separada, en promedio, 14 cm de la misma



Como cabía esperar, al separar la cortina de la pared aumenta la absorción a bajas frecuencias y, además, el alto porcentaje de fruncido suaviza la curva de absorción obtenida.

Otro ejemplo es el mostrado en la siguiente figura:

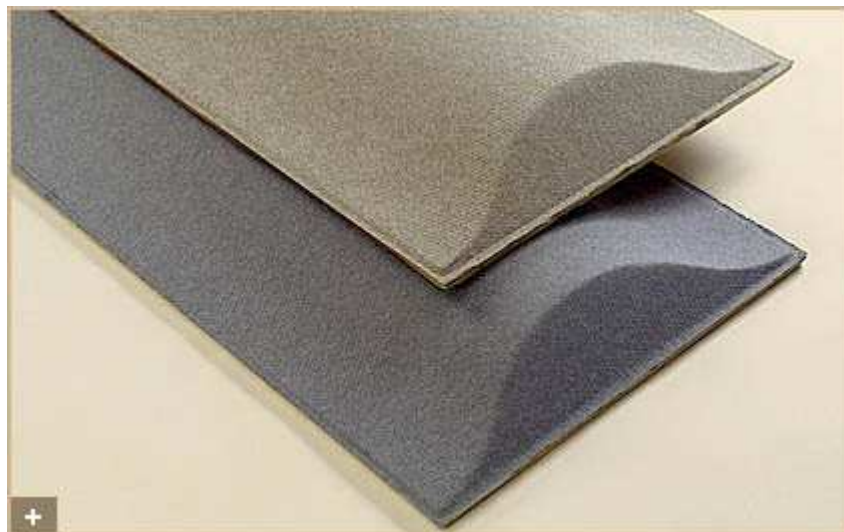


Fig. 99. Material absorbente a base de lana de vidrio moldeada

Se trata de un material absorbente a base de lana de vidrio moldeada de tal manera que la distancia del mismo a la pared es variable.

Con este diseño se consiguen unos valores del coeficiente de absorción en función de la frecuencia más regulares que si el material fuese plano.

Finalmente conviene tener presente que, con independencia del grosor del material, cuando éste se separa de forma ostensible de la pared, todos los razonamientos anteriores dejan de ser válidos. En tal caso, los espacios situados a ambos lados del material deben ser tratados como dos cavidades acopladas.

2.40.5.1.4.6 Materiales absorbentes suspendidos del techo

En aquellos recintos donde no existe suficiente superficie disponible para el montaje de la cantidad de material absorbente necesaria, o bien donde es imprescindible aumentar la superficie de absorción más allá de la estrictamente asociada a las superficies límite, se suele recurrir a la utilización de materiales absorbentes suspendidos del techo.

Dichos materiales se suelen utilizar en espacios de dimensiones medias o grandes, como por ejemplo, comedores, talleres, fábricas y polideportivos. A continuación se presentan dos ejemplos ilustrativos.

Normalmente toman la forma de láminas planas o pantallas de material absorbente, colgadas verticalmente en hileras continuas, o bien unidades con



forma de cajas vacías suspendidas del techo. Estos tipos tienen su aplicación principal en zonas donde un tratamiento acústico del techo de tipo convencional es impracticable por algún motivo.

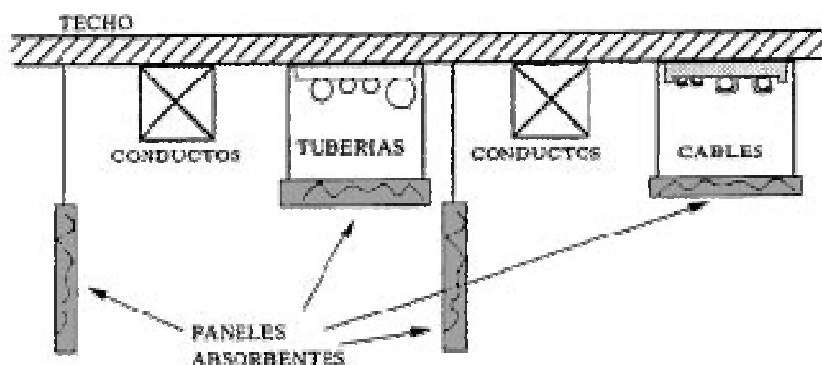


Fig. 100. Absorbentes suspendidos.

La absorción sonora de los absorbentes suspendidos se establece normalmente como los metros cuadrados de absorción suministrados por cada unidad. Este valor aumenta con el espaciado de los absorbentes y se aproxima a un valor constante con espaciados amplios.

En la figura 101 que se adjunta a continuación se muestra la solución adoptada en un comedor de grandes dimensiones a base de elementos rectangulares de lana mineral comprimida. Son los coloquialmente denominados “baffles”.



Fig. 101. Ejemplo de tratamiento acústico de un techo a base de baffles rectangulares e islas absorbentes de lana mineral comprimida

En la siguiente imagen se muestran dos soluciones utilizadas en plantas industriales a base de elementos cilíndricos absorbentes de lana mineral dispuestos horizontal y verticalmente, respectivamente.



Fig. 102. Ejemplos de tratamiento acústico a base de cilindros absorbentes de lana mineral

2.40.5.1.4.7 Protección de los materiales absorbentes

En muchas ocasiones, resulta conveniente cubrir los materiales absorbentes por la cara expuesta al espacio en donde los estamos instalando. Los principales motivos por los que se hace esto son los siguientes:

- En el curso del tiempo, algunos materiales desprenden partículas que pueden llegar a contaminar el aire de la sala.
- Si los materiales están al alcance del público, existe el peligro de que puedan resultar dañados.
- Ocultación de estos elementos por razones estéticas.

A continuación se indican los recubrimientos más comúnmente utilizados:

- Velo acústicamente transparente.
- Superficie microporosa.
- Placa rígida de mortero poroso a base de granos de mármol, piedras naturales o cuarzo pigmentado.
- Placa de viruta de madera fina aglomerada con magnesita o cemento.
- Lámina de plástico o de papel.
- Panel perforado o ranurado de madera, chapa metálica o cartón-yeso
- Ladrillo perforado o rasurado.
- Listones de madera.

Seguidamente se ofrecen algunos ejemplos gráficos de cada uno de esos elementos.



a) Velo acústicamente transparente.



Fig. 103. Paneles de lana de roca con un recubrimiento de velo negro acústicamente transparente sobre una de sus caras

b) Superficie microporosa.

Se muestra un ejemplo de un material absorbente recubierto con una superficie microporosa. Dicha superficie presenta la propiedad de que se puede lavar sin sufrir ningún deterioro.



Fig. 104. Paneles de lana de vidrio de alta densidad recubiertos con un material microporoso

Otras características destacables del material anterior son que se puede curvar y que se puede instalar en forma de falso techo registrable.

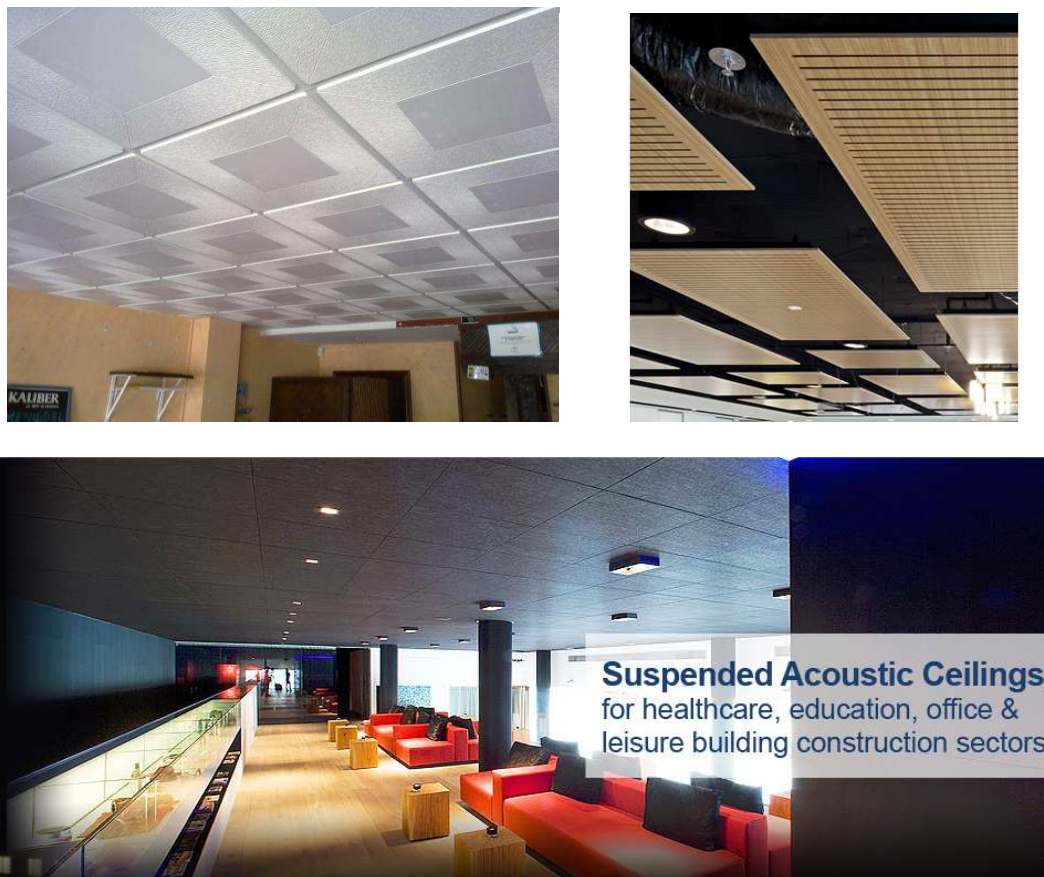


Fig. 105. Ejemplos de montaje de los paneles

c) Placa rígida de mortero poroso.

En la figura 106 se aprecian diferentes modelos de una placa de mortero poroso a base de piedras naturales aglomeradas con resina, así como el aspecto de este tipo de material una vez montado sobre la pared de un gimnasio.



Fig. 106. a) Muestra de diversos modelos de una placa porosa a base de piedras naturales aglomeradas con resina

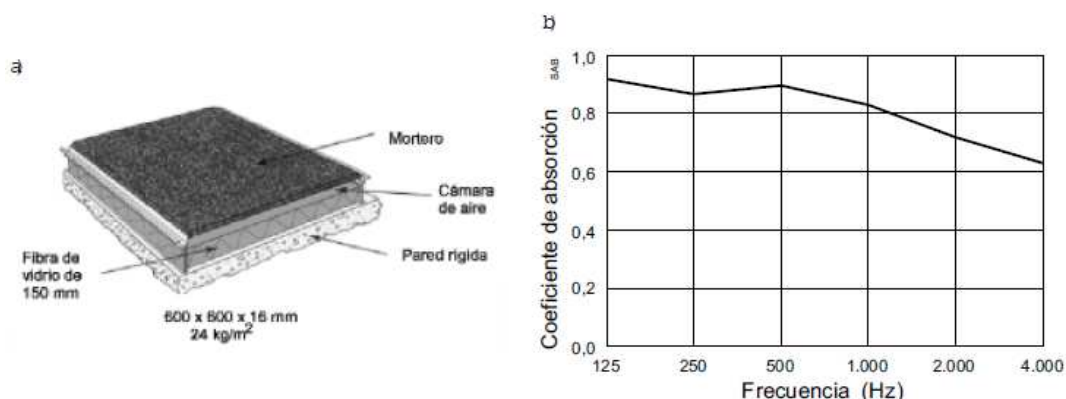


Fig. 107. a) Ejemplo de placa de mortero poroso a base de piedras naturales aglomeradas con resina, con cavidad rellena de lana de vidrio de 150 mm de espesor; b) coeficientes de absorción en función de la frecuencia de dicho conjunto

Sobre estas líneas, en la Fig. 107, se muestra el croquis de un conjunto formado por una placa del tipo anterior colocada a una distancia de 150 mm de la pared. La cavidad de aire resultante está rellena de lana de vidrio.

La mencionada placa, de densidad 24 Kg/m², presenta una gran resistencia a los impactos, a los actos vandálicos y al agua, y debido a su gran porosidad deja pasar la onda sonora para su posterior absorción. También se detallan los valores del coeficiente de absorción de dicho conjunto.

Según se observa, la absorción que se consigue es muy elevada a bajas y medias frecuencias. Ello es debido a que la placa también contribuye a la absorción global del conjunto en dichas bandas. La disminución de absorción que tiene lugar a altas frecuencias, respecto a la que presentaría la lana de vidrio sin ningún tipo de protección. Esto se debe al obstáculo que representa la placa al paso de la onda sonora a dichas frecuencias.

d) Placa de viruta de madera

En la Fig.108 se observa un conjunto de placas de viruta de madera aglomerada con magnesita.



Fig. 108. Conjunto de placa de viruta de madera aglomerada con magnesita



En la figura 109 que se adjunta a continuación, se muestra un posible montaje de dicha placa separada de la pared y con la lana de vidrio en la cavidad de aire creada, así como la absorción del conjunto.

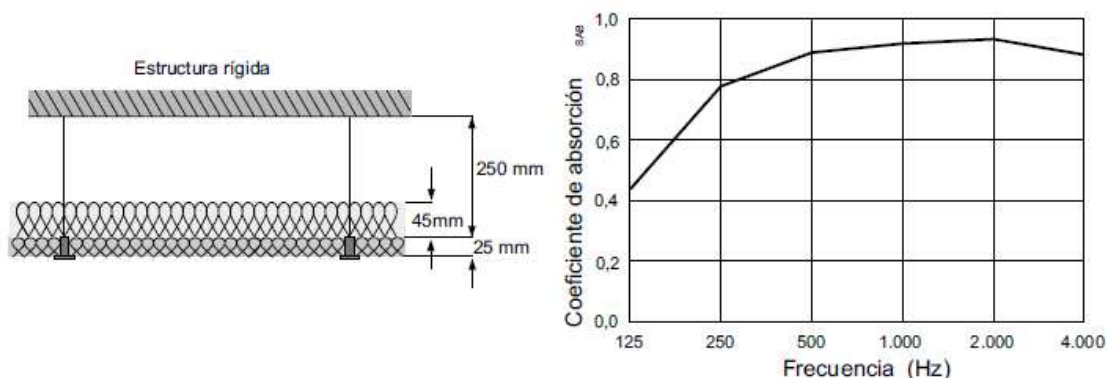


Fig. 109. Conjunto formado por placas de Herakustik F de 25 mm de espesor con cavidad de aire de 250 mm y lana de vidrio de 45 mm, junto con sus coeficientes de absorción en función de la frecuencia

Según se observa, la absorción del conjunto es elevada y uniforme en todas las bandas de frecuencias, exceptuando la banda de 125 Hz, donde es apreciablemente menor.

En ocasiones, se utilizan únicamente dichas placas, prescindiendo del material absorbente. En tal caso, y como es lógico, la absorción conseguida es sustancialmente menor. En cuanto al resto de los recubrimientos comentados anteriormente, todos ellos dan lugar a diferentes tipos de absorbentes selectivos, es decir, los resonadores. Dichos elementos se estudian en el siguiente apartado.

2.40.5.1.5 Elementos absorbentes selectivos (resonadores).

Como se ha visto en los apartados anteriores, por regla general, los materiales absorbentes de espesor estándar colocados sobre una pared rígida presentan una pobre absorción a bajas frecuencias. Pero, si los separamos, ligeramente, de la pared, se produce una notable mejora de la absorción de este tipo de materiales a dichas frecuencias.

En todo caso, si se pretende obtener una gran absorción a frecuencias bajas con objeto de reducir sustancialmente los valores del tiempo de reverberación, es preciso hacer uso de otro tipo de materiales: los absorbentes selectivos o resonadores.

Los resonadores son elementos que presentan una curva de absorción con un valor máximo a una determinada frecuencia.

Dicha frecuencia recibe el nombre de frecuencia de resonancia, y depende de las características tanto físicas como geométricas del resonador. Generalmente, está situada por debajo de los 500 Hz.



Los resonadores pueden utilizarse de forma independiente, o bien, como complemento a los materiales absorbentes.

Básicamente, existen los siguientes tipos de resonadores:

- Resonador de membrana o diafragmático.
- Resonador simple de cavidad (Helmholtz).
- Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de paneles perforados o rasurados.
- Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de listones.

2.40.5.1.5.1 Resonador de membrana o diafragmático.

Está formado por un panel de un material no poroso y flexible, como por ejemplo la madera, montado a una cierta distancia de una pared rígida con objeto de dejar una cavidad cerrada de aire entre ambas superficies.

Cuando una onda sonora incide sobre el panel, éste entra en vibración como respuesta a la excitación producida. Dicha vibración, cuya amplitud depende principalmente de la frecuencia del sonido y es máxima a la frecuencia de resonancia, provoca una cierta deformación del material y la consiguiente pérdida de una parte de la energía sonora incidente, que se disipa en forma de calor. Por otro lado, aunque el panel también produce una pequeña radiación, a efectos prácticos resulta ser totalmente despreciable.

En la siguiente figura (Fig. 110) se representa un esquema básico de un resonador de membrana constituido por un panel de masa por unidad de superficie M , separado una distancia " d " de la pared rígida.

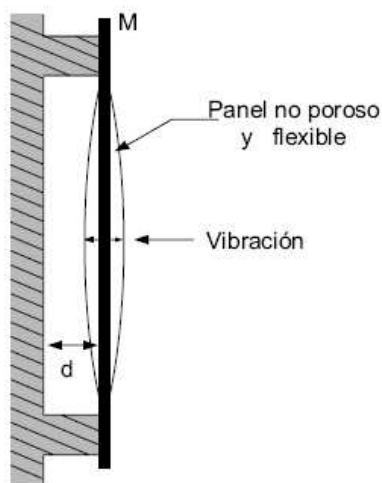


Fig. 110. Esquema básico de un resonador de membrana o diafragmático



Partiendo de que, a las frecuencias de diseño generalmente bajas, se cumple que:

$$d \ll \lambda$$

El aire de la cavidad se comporta como un muelle, cuya rigidez aumenta a medida que el volumen de la misma disminuye (distancia “d” menor). Dicha rigidez del aire junto con la masa del panel constituyen un sistema resonante que presenta un pico de absorción a la frecuencia de resonancia f_0 .

Suponiendo que la onda sonora incide perpendicularmente sobre el panel, la expresión teórica para el cálculo de f_0 es la siguiente:

$$f_0 = \frac{600}{\sqrt{Md}} \quad (\text{en Hz})$$

Donde:

M = masa por unidad de superficie del panel (en Kg/m^2).

d = distancia del panel a la pared rígida (en cm).

La expresión anterior puede considerarse suficientemente aproximada para espesores del panel de hasta 20 mm (caso habitual en la práctica), siempre y cuando la distancia entre puntos o líneas de fijación consecutivas no sea inferior a 80 cm.

En cuanto a la variación del coeficiente de absorción en función de la frecuencia, en la figura 2.28 se muestra un conjunto de gráficas teóricas, válidas para el caso de incidencia normal y suponiendo que:

$$2\pi f_0 M = 10 \rho_0 c$$

Esta última hipótesis da lugar a valores del todo coherentes, ya que, por ejemplo, si se elige $M = 5 \text{ Kg/m}^2$, entonces $f_0 = 125 \text{ Hz}$.

Todas ellas se representan en función de f/f_0 y para diferentes valores de $r_s/\rho_0 c$.

Recordando que:

ρ_0 = densidad del aire = $1,18 \text{ Kg/m}^3$

c = Velocidad del sonido (en m/s)

r_s = Es la resistencia al flujo de aire del material y se define como la relación entre la diferencia de presiones correspondientes a las dos caras del material y la velocidad del flujo de aire que atraviesa sus poros; r_s engloba todas las pérdidas de energía que tienen lugar en el material

Según se puede observar, a medida que aumenta la relación $r_s/\rho_0 c$, también lo hace el valor del coeficiente de absorción α , hasta llegar a $r_s = \rho_0 c$, en cuyo caso $\alpha = 1$ a la frecuencia de resonancia f_0 .



Para valores tales que $r_s > \rho_0 c$, el valor de máxima absorción va disminuyendo progresivamente y la correspondiente curva de absorción se va ensanchando.

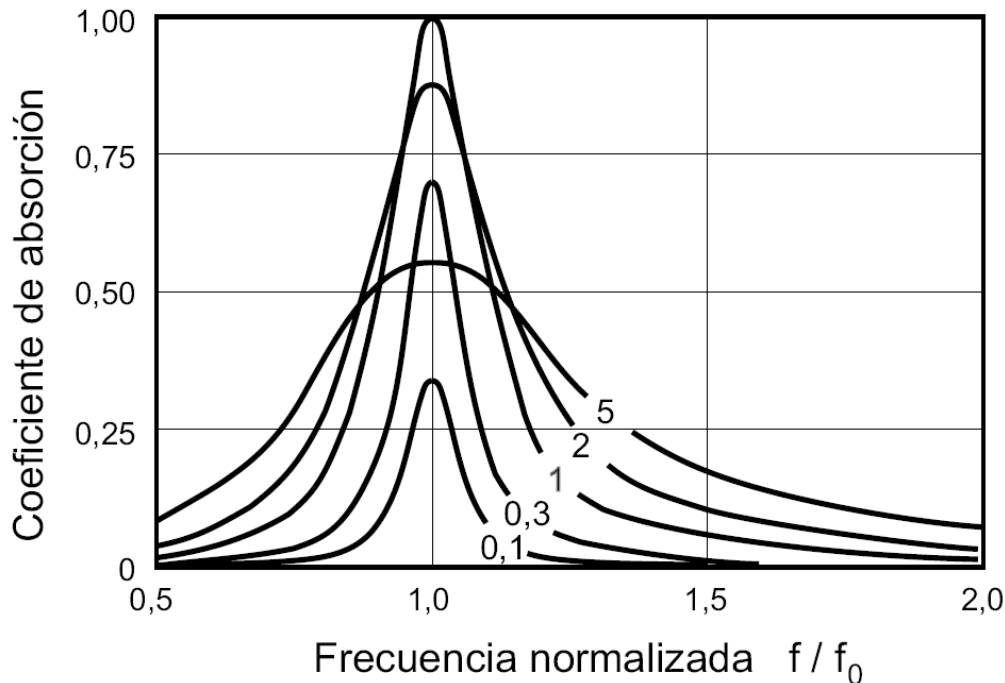


Fig. 111. Coeficientes de absorción teóricos de resonadores de membrana en función de f/f_0 , considerando incidencia normal y $2\pi f_0 M = 10 \rho_0 c$. Parámetro de cada curva: relación $r_s/\rho_0 c$

Desde un punto de vista práctico, la manera de incrementar r_s , y por lo tanto de conseguir la curva de absorción deseada, es rellenando la cavidad de aire parcial o totalmente con un material absorbente del tipo lana de vidrio o lana mineral.

Si el valor de r_s del panel es bajo ($r_s < \rho_0 c$), el hecho de añadir dicho material producirá un aumento de r_s y de absorción, principalmente a f_0 . Por contra, si $r_s > \rho_0 c$, la utilización de material absorbente dará lugar a una curva de absorción menos selectiva, si bien con una absorción inferior a f_0 .

A modo de ejemplo ilustrativo, en la siguiente figura se muestran las curvas de absorción, obtenidas mediante ensayos de laboratorio, correspondientes a un resonador de membrana formado por un panel de contrachapado de 3 mm de espesor y $1,8 \text{ Kg/m}^2$ de masa por unidad de superficie, montado a una distancia de 4,4 cm de la pared, con y sin absorbente en la cavidad de aire.

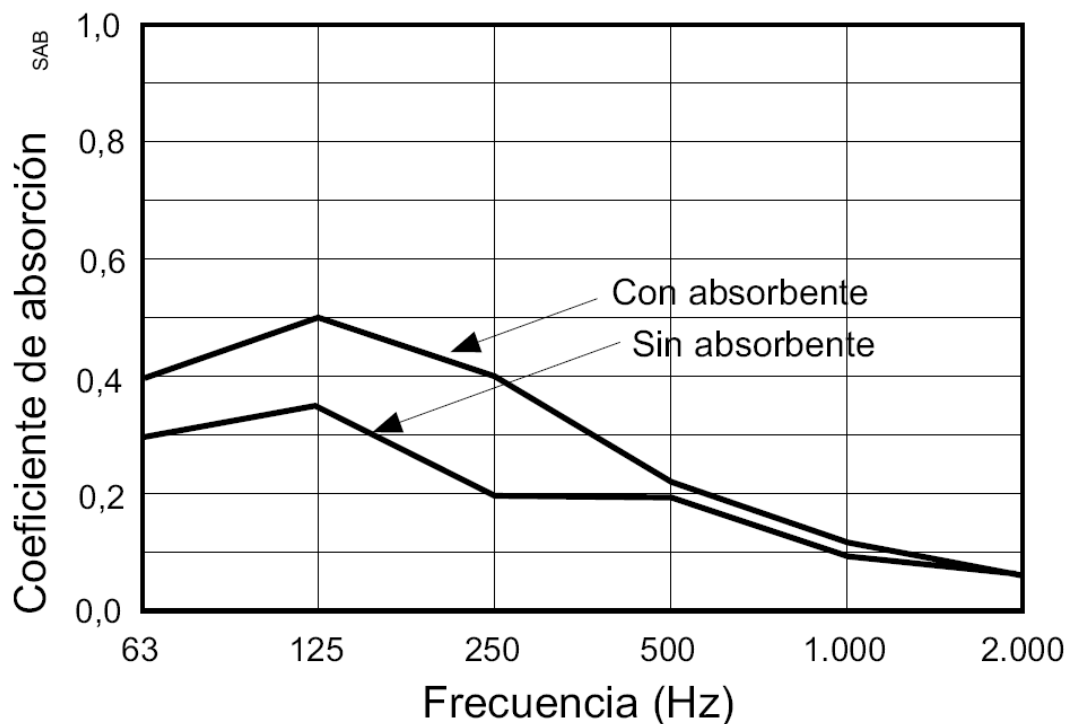


Figura 112. Coeficientes de absorción de un resonador de membrana con $M = 1,8 \text{ Kg/m}^2$ y $d = 4,4 \text{ cm}$ (con y sin absorbente en la cavidad)

Según se observa en este caso concreto, el hecho de añadir material absorbente provoca un aumento notable de absorción. El ejemplo presentado también sirve para demostrar que la fórmula dada anteriormente para el cálculo de la frecuencia de resonancia f_0 es sólo aproximada, ya que mediante su aplicación resulta que $f_0 = 213 \text{ Hz}$, mientras que el valor real medido es de 125 Hz .



Fig. 113. Resonadores de membrana situados en las paredes de una sala de conferencias

Anteriormente se habían comentado que los materiales absorbentes se recubren a menudo con un revestimiento protector, con lo cual se convierten en resonadores.



Uno de los recubrimientos habituales es la lámina de plástico o de papel, y el tipo de resonador creado es de membrana.

A continuación se presentan unos ejemplos ilustrativos:



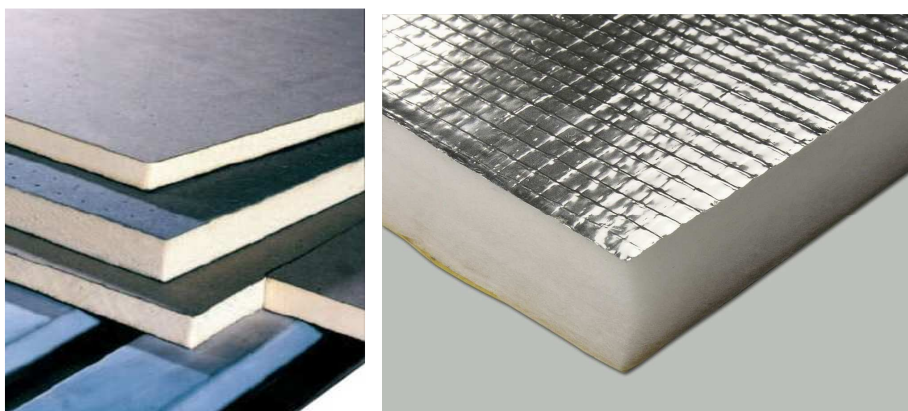
Fig. 114. Material absorbente. Panel PA de Isover

Este es un material absorbente formado por un panel rígido de lana de vidrio aglomerada con resinas termoendurecibles, recubierto en una de sus caras con una película elástica acústicamente transparente.

Si en lugar de recubrirlo con una película elástica, se protege con una película de P.V.C., o bien, con un complejo de papel Kraft aluminio; Este material se convertirá en un resonador de membrana.

Ambos recubrimientos ofrecen las siguientes ventajas:

- Constituyen una barrera eficaz contra el vapor de agua.
- Tienen un elevado poder de reflexión de la luz.
- No precisan de recubrimiento adicional.



*Fig. 115. Resonador de membrana formado por un material absorbente recubierto:
a) con una película de P.V.C; b) con un complejo de papel Kraft aluminio*



En el siguiente gráfico se presentan las curvas de absorción, obtenidas mediante ensayo, de los tres paneles mencionados en este punto, colocados sobre chapa de acero con una cámara de aire de 25 cm.

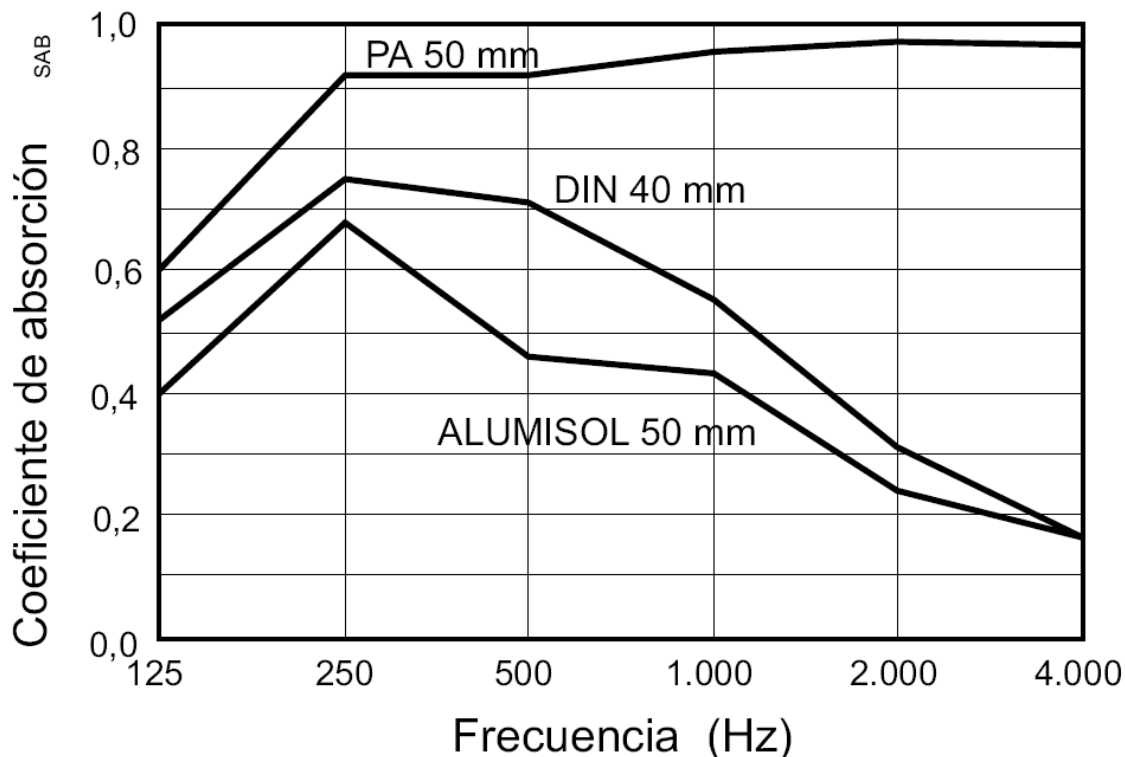


Fig. 116. Coeficientes de absorción de los paneles PA de 50 mm, DIN de 40 mm y ALUMISOL de 50 mm, montados con cámara de aire de 25 cm

Podemos observar, claramente, que los dos resonadores de membrana (paneles DIN y ALUMISOL) presentan una frecuencia de resonancia a 250 Hz y una gran atenuación de la absorción a frecuencias altas.

Es importante mencionar sobre lo expuesto con anterioridad (y sobre todo si nos fijamos en la última gráfica) sirve para desmentir la falsa creencia popular de que los paneles delgados de madera utilizados como revestimientos de paredes, o bien los falsos techos a base de cartón-yeso delgado, son favorables para la buena acústica de una sala debido al efecto de “amplificación” del sonido que producen cuando entran en “resonancia”.

2.40.5.1.5.2 Resonador simple de cavidad (Helmholtz).

Está formado por una cavidad cerrada de aire conectada a la sala a través de una abertura o cuello estrecho.

En la Fig. 117 presentada a continuación, se muestra un esquema básico de este tipo de resonador. El volumen de la cavidad se indica por V , mientras que la sección transversal y la longitud del cuello se representan por S y L , respectivamente.

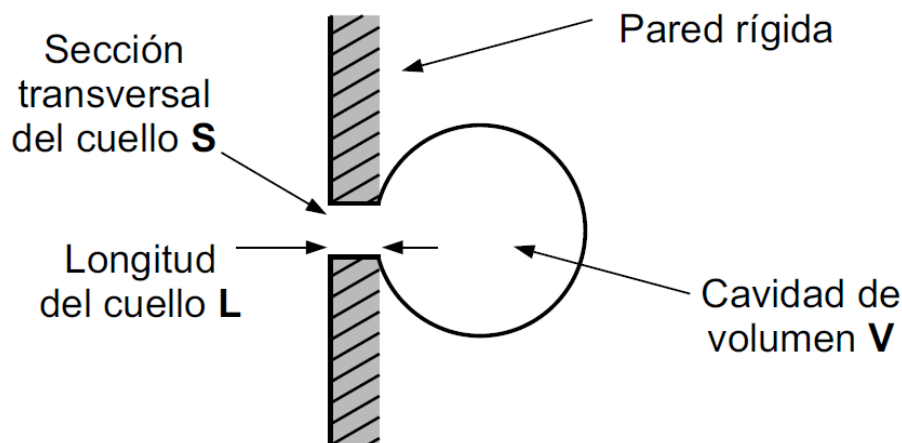


Fig.117. Esquema de un resonador simple de cavidad (Helmholtz) montado en una pared

Partiendo de que, a las frecuencias de diseño generalmente bajas, se cumple que:

$$L \ll \lambda$$
$$\sqrt[3]{V} \ll \lambda$$

El aire del cuello se mueve como una unidad, y constituye el elemento de masa, mientras que el aire de la cavidad se comporta como un muelle, constituyendo el elemento de rigidez.

De forma análoga al resonador de membrana, la masa del aire del cuello junto con la rigidez del aire de la cavidad dan lugar a un sistema resonante que presenta un pico de absorción a la frecuencia de resonancia f_0 .

En este caso, la expresión teórica para el cálculo de f_0 es la siguiente:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{LV}} \text{ (en Hz)}$$

Donde:

S = sección transversal del cuello (en cm^2)

L = longitud del cuello (en cm)

V = volumen de la cavidad (en cm^3)

Esta expresión es siempre válida con independencia de la forma del resonador. Ello significa que las frecuencias de resonancia de dos resonadores con formas muy distintas son iguales, siempre y cuando la relación $S/(LV)$ también lo sea.

Por otro lado, la longitud efectiva del cuello L' es mayor que la longitud real L , debido a que la masa efectiva del aire contenido en el mismo es también mayor que la masa que le correspondería por el volumen que ocupa.



El factor de corrección, suponiendo que la abertura sea circular, es el siguiente:

$$L_c = 2 (0,8a) = 1,6a$$

Siendo “a” el radio del cuello (en cm).

Por todo ello, la expresión final para el cálculo de f_0 es:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{L'V}} \text{ (en Hz)}$$

Donde:

$$L' = L + L_c = L + 1,6a$$

Esta expresión para el cálculo de f_0 , incluso con la corrección anterior, lleva a resultados sólo aproximados, se puede considerar suficientemente válida para su utilización en la fase de diseño.

Por lo que se refiere a la variación de la absorción en función de la frecuencia, en la siguiente gráfica se muestra una gráfica teórica de la evolución del coeficiente de absorción de un resonador de este tipo.

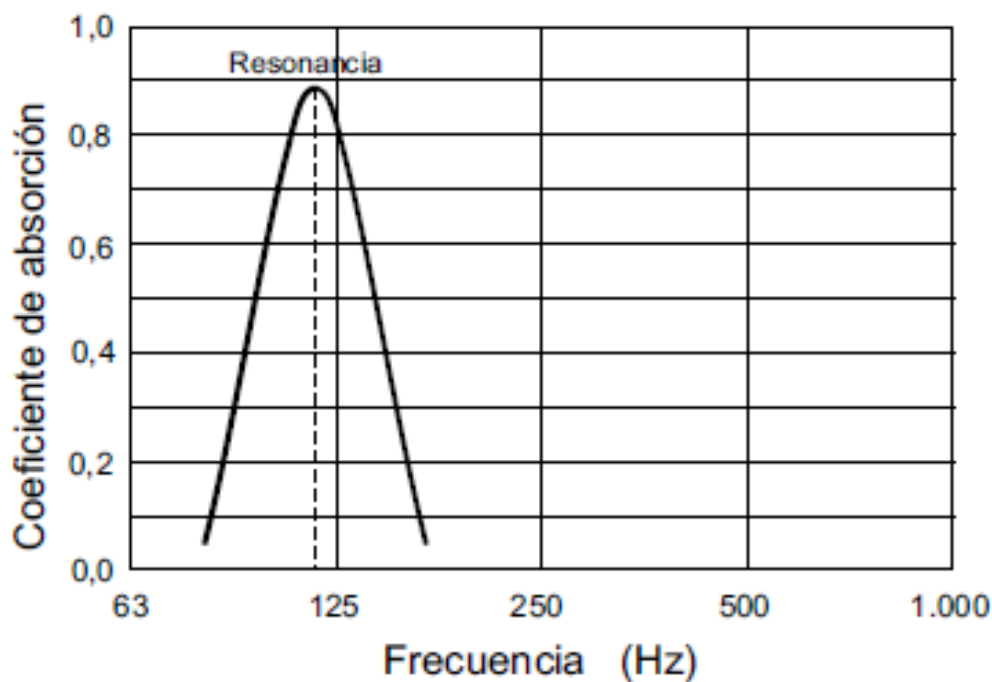


Fig. 118. Coeficientes de absorción de un resonador simple de cavidad (Helmholtz)



Según se puede observar en esta gráfica, al comportamiento del coeficiente de absorción del resonador es muy selectivo, es decir, presenta una absorción muy elevada a la frecuencia de resonancia f_0 , decreciendo bruscamente en cuanto la frecuencia considerada se aparta de f_0 .

Con objeto de suavizar la curva de absorción anterior, es preciso rellenar la cavidad de aire con material absorbente, tipo lana de vidrio o lana mineral. De esta forma se consigue una absorción útil en un margen más amplio de frecuencias, si bien con una absorción claramente inferior a la frecuencia f_0 .

En la siguiente figura se muestra la nueva gráfica del coeficiente de absorción superpuesta con la anterior.

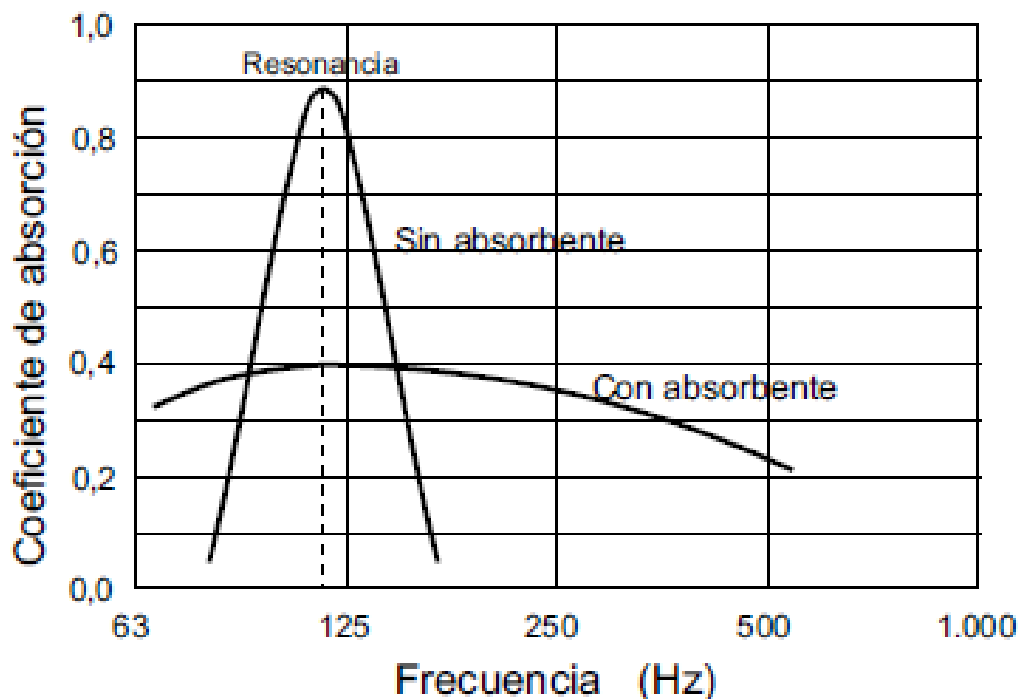


Fig. 119. Coeficientes de absorción de un resonador simple de cavidad (Helmholtz) con y sin absorbente en la cavidad

El uso de un resonador individual no es habitual en la práctica, ya que la superficie ocupada por el mismo en una sala (coincidente con la sección transversal de la abertura) es extremadamente pequeña. Más bien, se suele utilizar una agrupación de resonadores simples dispuestos de la forma indicada en la figura 120.

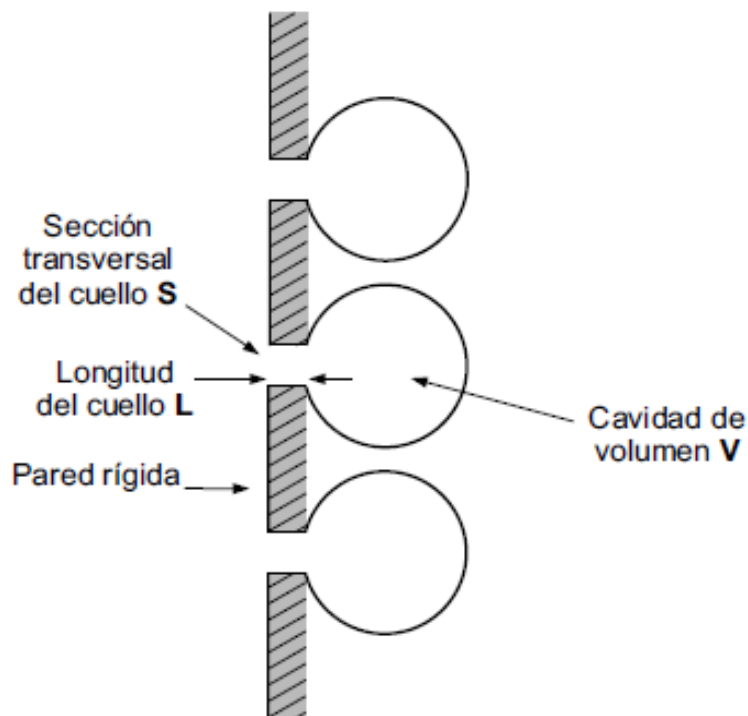


Fig. 120. Esquema básico de una agrupación de resonadores simples de cavidad (Helmholtz) montados en una pared

Lógicamente, a igualdad de dimensiones y formas, la frecuencia de resonancia de todos ellos es la misma, puesto que no existe ningún tipo de conexión entre las diversas cavidades.

Como ejemplo ilustrativo, en la figura 121 se muestra (primero con un esquema y luego con una foto) el tipo de resonador colocado en el techo de una sala de conciertos.

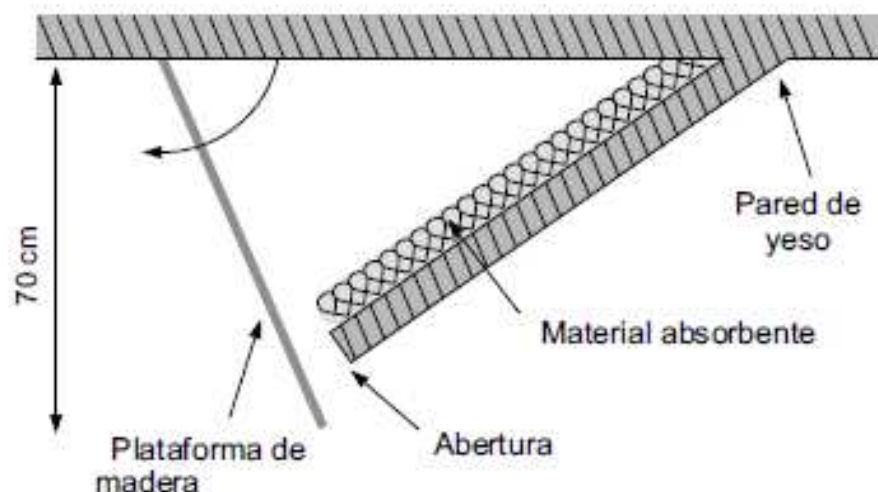


Fig. 121. Corte transversal del tipo de resonador simple de cavidad (Helmholtz)



Fig. 122. Vista del techo sala de conciertos con los resonadores simples de cavidad (Helmholtz) incorporados

Se puede apreciar que los resonadores tienen forma de pirámide y disponen de una pequeña abertura ajustable entre 1 y 3 cm. Dicha anchura determina la frecuencia de resonancia que, en todos los casos, está situada por debajo de los 250 Hz.

Dichos resonadores presentan la ventaja acústica adicional de proporcionar reflexiones en diferentes direcciones a medias y altas frecuencias, es decir, de crear difusión del sonido. Como se verá en el capítulo 5, la existencia de difusión es vital para que la acústica de una sala de conciertos sea óptima.

Este tipo de resonador es frecuentemente utilizado para eliminar los modos propios más significativos existentes en salas pequeñas, como por ejemplo locutorios o estudios de grabación, causantes del denominado efecto de coloración (efecto consistente en la mayor intensificación o atenuación de unas frecuencias respecto a otras, al combinarse el sonido directo y el reflejado, que deforman el espectro sonoro). También se usa en aquellas salas grandes que disponen de un sistema de resonancia asistida como parte integrante de las mismas.

Es importante mencionar que el hecho de que estos resonadores puedan volver a irradiar sonido cuando son excitados por una onda sonora, ha llevado tradicionalmente a la conclusión errónea de que pueden producir un efecto destacado de amplificación.



Con los conocimientos actuales, se puede asegurar con toda certeza que el sonido que se vuelve a irradiar, únicamente es perceptible en los puntos más próximos al resonador (distancia máxima aproximada = 0,5 m).

Por lo tanto, al igual que sucede con los resonadores de membrana, este tipo de resonadores sólo se utiliza cuando es preciso disponer de una absorción más o menos selectiva en una determinada banda de bajas frecuencias.

2.40.5.1.5.3 Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de paneles perforados o rasurados.

Está formado por un panel de un material no poroso y rígido de espesor D , en el que se han practicado una serie de perforaciones circulares o ranuras, montado a una cierta distancia " d " de una pared rígida, a fin de dejar una cavidad cerrada de aire entre ambas superficies.

En la figura 2.40 se representa un esquema básico de este tipo de resonador.

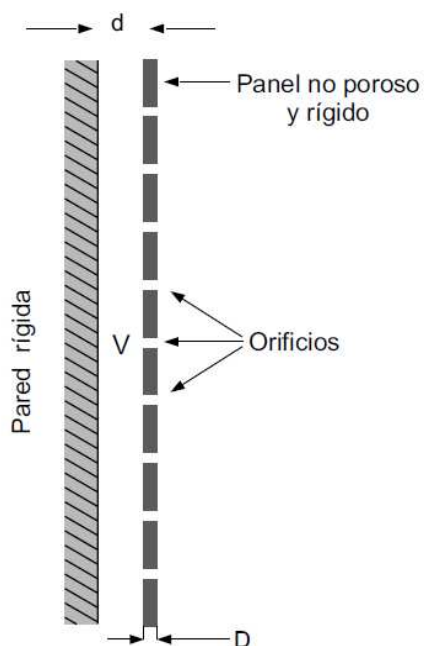


Fig. 123 Esquema básico de un resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de paneles perforados o ranurados

Partiendo de la base de que, a las frecuencias de diseño normalmente bajas, se cumple que:

$$d \ll \lambda$$

El resonador múltiple de cavidad puede ser considerado de cualquiera de las siguientes maneras:

- Como un resonador de membrana en el que la masa del panel ha sido sustituida por la masa del aire contenido en cada perforación o ranura.



En este caso, es precisamente dicho aire, y no el panel, el que entra en vibración cuando una onda sonora incide sobre el elemento.

- Como un conjunto de resonadores simples de Helmholtz que comparten una misma cavidad. Dicha cavidad actúa a modo de elemento acoplador entre los diferentes orificios practicados.

La expresión teórica para el cálculo de la frecuencia de resonancia f_0 es análoga a la correspondiente al resonador simple, es decir:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{DV}} \text{ (en Hz)}$$

Donde:

S = suma de las secciones transversales de los orificios (en cm^2)

D = espesor del panel (coincide con la longitud de los orificios) (en cm)

V = volumen de la cavidad (en cm^3)

Ahora bien:

$$V = S_p d$$

Siendo:

S_p = superficie del panel (en cm^2)

d = distancia del panel a la pared rígida (en cm)

Sustituyendo dicho valor en la expresión de f_0 , se obtiene la siguiente nueva expresión:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{DS_p d}}$$

Expresión que también puede definirse de la siguiente manera:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{p}{Dd}}$$

Donde:

$p = S/S_p$ = Porcentaje de perforación del panel (en tanto por uno)

Por otra parte, al igual que en el caso del resonador simple, la longitud efectiva de los orificios es mayor que la real D (espesor del panel), debido a que la masa efectiva del aire contenido en los mismos es también mayor que la masa que les correspondería por el volumen que ocupan.

La expresión final para el cálculo de f_0 es, pues:



$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{p}{D \cdot d}}$$

En la práctica se utilizan dos tipos de resonadores múltiples de cavidad: los que disponen de un panel con perforaciones circulares y los que presentan un panel con ranuras.

A continuación se detallan las expresiones de p y D' correspondientes a cada tipo.

a) Panel perforado.

Estos sistemas consisten en paneles separados que rompen la impresión de continuidad de la superficie en el tratamiento decorativo de las paredes del recinto en que se aplican.

El tipo más usado es el de panel metálico perforado con relleno de fibra mineral. Suelen ser paneles de $60 \times 30 \text{ cm}$ de acero o aluminio perforado y relleno de lana mineral envuelto en papel ligero ignífugo para prevenir pequeños desprendimientos del relleno. El panel suele llevar un acabado en esmaltes que los hace adecuados en instalaciones donde se necesiten frecuentes lavados.

En el caso de que las perforaciones circulares estén distribuidas uniformemente sobre el panel, el porcentaje de perforación p se obtiene a través de la expresión:

$$p = \frac{\pi a^2}{D_1 D_2}$$

Donde tanto a (radio de las perforaciones) como D_1 y D_2 se expresan en cm (ver Fig. 124 a continuación)

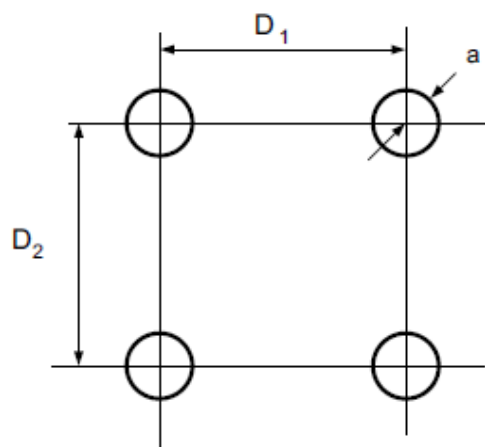


Fig. 124. Detalle de un tramo unitario de un panel perforado con indicación de sus dimensiones características



En cuanto a la longitud efectiva de las perforaciones D' , su expresión es la siguiente:

$$D' = D + 1,6a \text{ (en cm)}$$

b) Panel rasurado.

En el caso de que existan ranuras y también estén distribuidas uniformemente sobre el panel, el porcentaje de perforación p se obtiene a través de la expresión:

$$p = \frac{a_1 a_2}{D_1 D_2}$$

Donde tanto a_1 y a_2 (dimensiones de las ranuras) como D_1 y D_2 se expresan en cm según la figura siguiente.

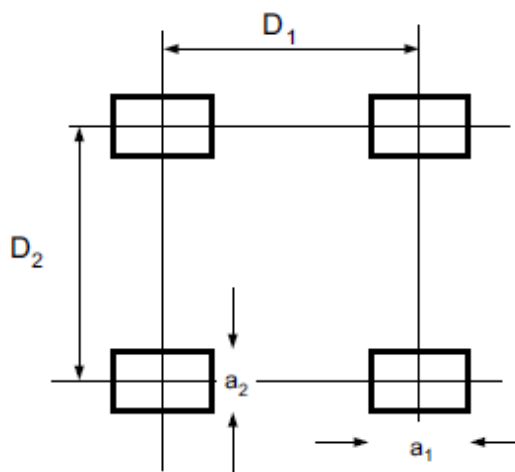


Fig. 125. Detalle de un tramo unitario de un panel rasurado con indicación de sus dimensiones características

Por lo que se refiere a la longitud efectiva de las perforaciones D' , su expresión es la siguiente:

$$D' = D + 1,6a_{eq} \text{ (en cm)}$$

Donde a_{eq} es el radio equivalente de las ranuras:

$$a_{eq} = \sqrt{\frac{a_1 a_2}{\pi}} \text{ (en cm)}$$

Por otra parte, debido al efecto de acoplamiento entre los diferentes orificios (perforaciones circulares o ranuras), este tipo de resonador es menos selectivo



que el resonador simple, es decir, la curva de absorción en función de la frecuencia es más amplia.

En cuanto a su grado de absorción en función de la frecuencia, por regla general aumenta cuando la cavidad se rellena parcial o totalmente con un material absorbente del tipo lana de vidrio o lana mineral. Además, el hecho de añadir dicho material produce un aumento aparente del volumen de la cavidad y, por consiguiente, una disminución de la frecuencia de resonancia.

A modo de ejemplo numérico, seguidamente, se muestra la absorción de un resonador múltiple formado por un panel de cartón-yeso de 13 mm de espesor, perforado en un 18% y separado una distancia de 100 mm de la pared rígida.

Se presentan dos curvas de absorción: Una corresponde al resonador sin absorbente en la cavidad, y la otra pertenece al mismo resonador, pero con lana de vidrio de 80 mm de espesor en dicha cavidad. La frecuencia de resonancia f_0 teórica del resonador sin absorbente es de 550 Hz.

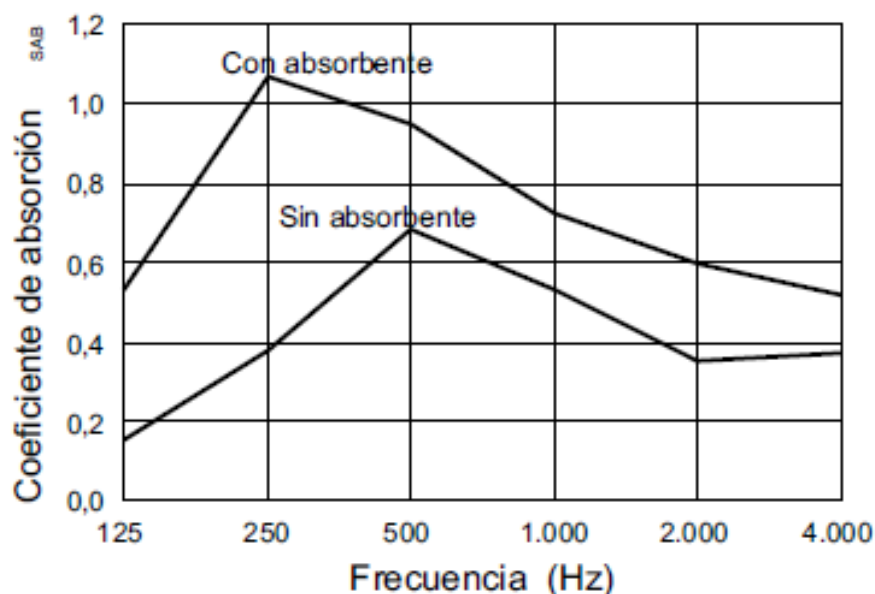


Fig. 126. Coeficientes de absorción de un resonador múltiple de cavidad formado por un panel de cartón-yeso de 13 mm de espesor, perforado en un 18% y separado una distancia de 100 mm de la pared rígida (sin absorbente en la cavidad y con lana de vidrio de 80 mm)

Como conclusiones de esta gráfica podemos extraer las siguientes:

- Existe una buena concordancia entre el valor calculado de la frecuencia de resonancia f_0 y el valor real medido.
- Cuando la cavidad se rellena parcialmente con lana de vidrio, la absorción aumenta en todas las bandas de frecuencias y el valor medido de f_0 disminuye prácticamente a la mitad.

En general, cuando se utiliza un resonador múltiple de cavidad resulta aconsejable rellenar la cavidad de aire existente con un material absorbente.



De esta forma, se obtiene un mayor grado de absorción a todas las frecuencias.

Por otro lado, la colocación exacta del material absorbente dentro de la cavidad también influye en la forma de la curva de absorción final. Cuando el absorbente se sitúa inmediatamente detrás del panel, la absorción es relativamente poco selectiva, y a medida que dicho material se va separando del mismo, la curva se va estrechando. La absorción más selectiva se obtiene cuando el absorbente se coloca sobre la pared rígida.

En la figura ofrecida a continuación, se muestran dos curvas genéricas correspondientes a las dos situaciones extremas: con el material absorbente situado justo detrás del panel y con el mismo colocado sobre la pared.

Por consiguiente, siempre que se pretenda obtener una curva de absorción menos selectiva, es necesario colocar el material absorbente justo detrás del panel perforado o ranurado.

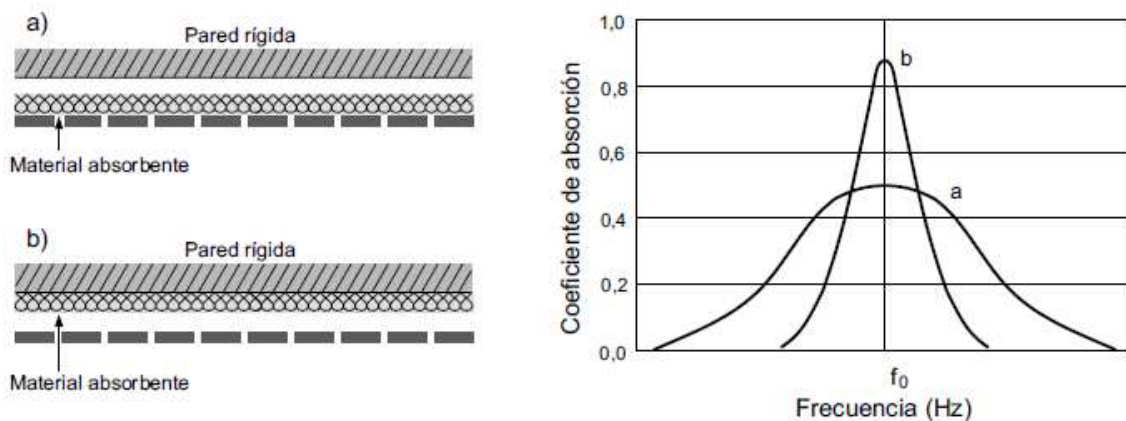


Fig. 127. Coeficientes de absorción genéricos de un resonador múltiple: a) con el material absorbente en contacto con el panel; b) con el material adosado a la pared rígida

Hasta este punto se ha descrito el comportamiento de un resonador múltiple partiendo de la definición inicial de que la distancia del panel a la pared es constante, así como del supuesto de que la distribución de las perforaciones o ranuras sobre el mismo es totalmente uniforme.

En todos los casos expuestos, la curva de absorción presenta una frecuencia de resonancia para la cual la absorción es máxima, es decir, el resonador se comporta como un absorbente selectivo.

En el caso de que se pretenda conseguir un comportamiento más parecido al de un material absorbente. En este caso es preciso proceder de una de las siguientes maneras:

- a) Rompiendo la mencionada uniformidad a base de utilizar paneles con perforaciones o ranuras de diferentes dimensiones. Ello significa que la masa de aire contenida en cada orificio deja de ser constante.



- b) Haciendo que la distancia del panel a la pared sea variable a base de montarlo con una inclinación adecuada. Ello significa que la rigidez del aire de la cavidad varía, ya que es inversamente proporcional a dicha distancia.
- c) Aumentando ostensiblemente el porcentaje de perforación del panel.

En los dos primeros casos, el cambio de comportamiento absorbente se justifica considerando que las alteraciones de masa o de rigidez del aire dan lugar a la aparición de un gran número de frecuencias de resonancia de valores muy dispares.

En la Fig. 128 se dan dos ejemplos ilustrativos consistentes en un resonador múltiple formado por dos tramos de panel perforado con lana mineral en su parte posterior, dispuestos con dos inclinaciones diferentes. Asimismo se dan sus correspondientes curvas de absorción.

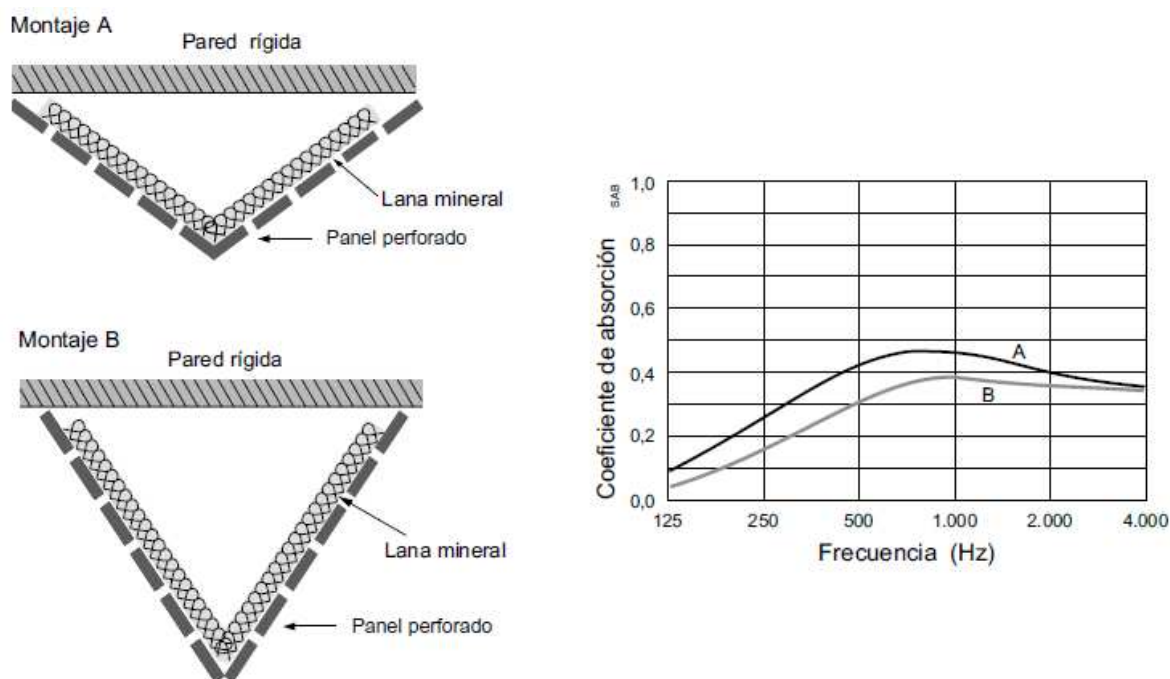


Fig. 128. Ejemplos de resonador múltiple formado por dos tramos de panel perforado con lana mineral en su parte posterior junto con sus correspondientes curvas de absorción

Se puede observar que, en efecto, la absorción es mucho menos selectiva, especialmente en el montaje B.

En el tercer caso (incremento del porcentaje de perforación del panel), la absorción a frecuencias medias y altas aumenta de forma paulatina, es decir, su comportamiento tiende a aproximarse progresivamente al de un material absorbente. Ello es lógico, pues en el caso límite de un 100% de perforación, el resonador dejaría de existir.



En la figura siguiente se observa la evolución del grado de absorción en función del porcentaje de perforación de un resonador múltiple formado por un panel de madera de 17 mm de espesor con perforaciones de 8 mm de diámetro, separado 100 mm de la pared y provisto de una lana de vidrio de 60 mm en contacto con el panel. Los porcentajes de perforación considerados son: 5%, 12% y 19%.

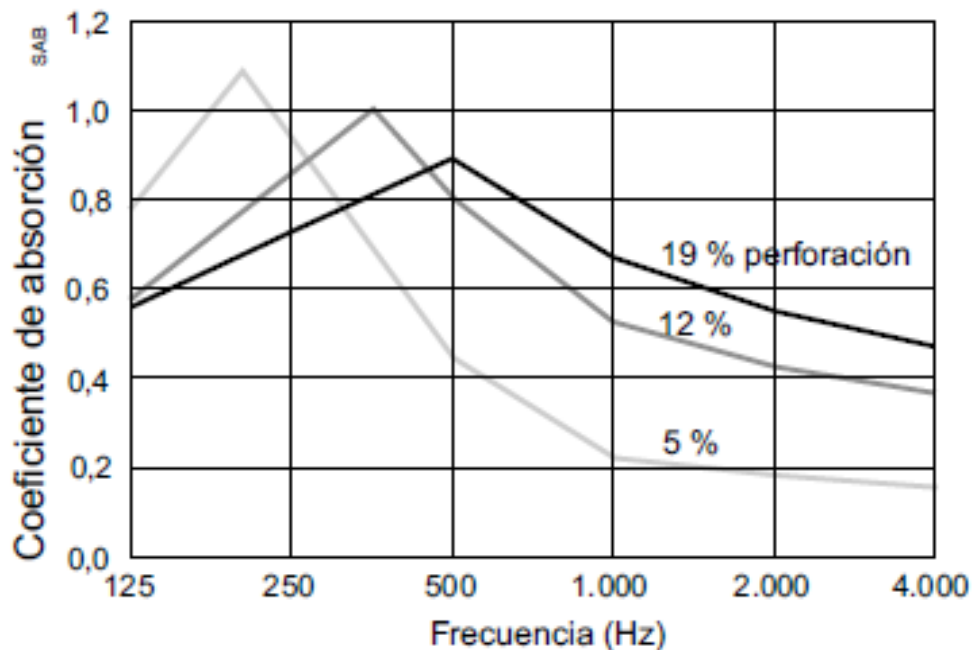


Fig. 129. Coeficientes de absorción correspondientes a un resonador múltiple formado por un panel de madera de 17 mm de espesor con perforaciones de 8 mm de diámetro, separado 100 mm de la pared y provisto de una lana de vidrio de 60 mm en contacto con el panel.
Porcentajes de perforación: 5%, 12% y 19%

Además del incremento de absorción a medias y altas frecuencias con el porcentaje de perforación, se puede observar el aumento de la frecuencia de resonancia.

Esto se explica al tener en cuenta que, como se ha visto anteriormente, f_0 es directamente proporcional a la raíz cuadrada de dicho porcentaje.

Analizado bajo otro punto de vista, la existencia de un panel perforado o rasurado delante de un material absorbente puede ser considerada como una forma de protección de dicho material.

Obviamente, dicha protección produce un efecto negativo en relación con la absorción propia del material absorbente, ya que da lugar a una pérdida de absorción a altas frecuencias.

Sin embargo, con la creación del sistema resonante se consigue un cierto incremento de absorción a la frecuencia de resonancia (habitualmente se trata de una frecuencia baja o media), en comparación con la del material sin protección.



Para ilustrar este último comentario, en la figura siguiente se presentan las curvas de absorción de una lana de vidrio de 50 mm de espesor montada directamente sobre hormigón, sin protección y cubierta con un panel perforado de 5 mm de espesor con un porcentaje de perforación del 14 %.

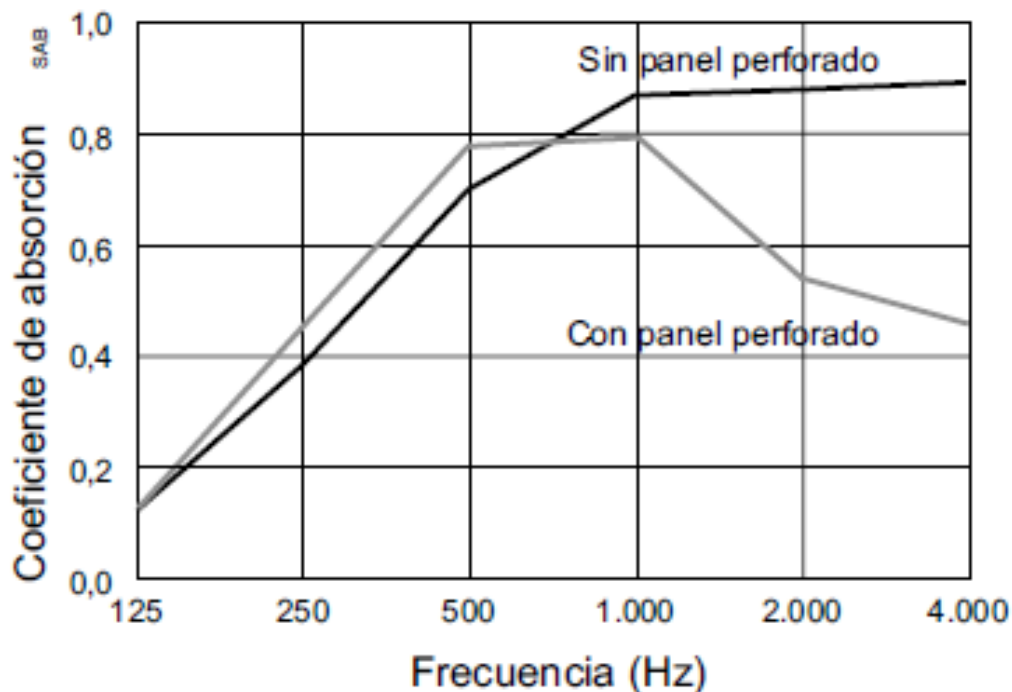


Fig. 130. Coeficientes de absorción correspondientes a una lana de vidrio de 50 mm de espesor montada sobre una pared rígida: a) sin protección; b) cubierta con un panel perforado de 5 mm de espesor con un porcentaje de perforación del 14 %

Según se puede observar, cuando el material absorbente se recubre con el panel, el coeficiente de absorción disminuye apreciablemente a partir de 1 kHz y, en cambio, aumenta alrededor de los 500 Hz (frecuencia próxima a la de resonancia).

Los paneles perforados o ranurados integrantes de los resonadores múltiples de cavidad suelen ser de alguno de los siguientes materiales:

- Madera.
- Cartón-yeso.
- Chapa metálica.
- Ladrillo.

En las figuras siguientes (Fig. 131, 132, 133 y 134) se muestran diversos resonadores comerciales que utilizan alguno de los mencionados materiales.

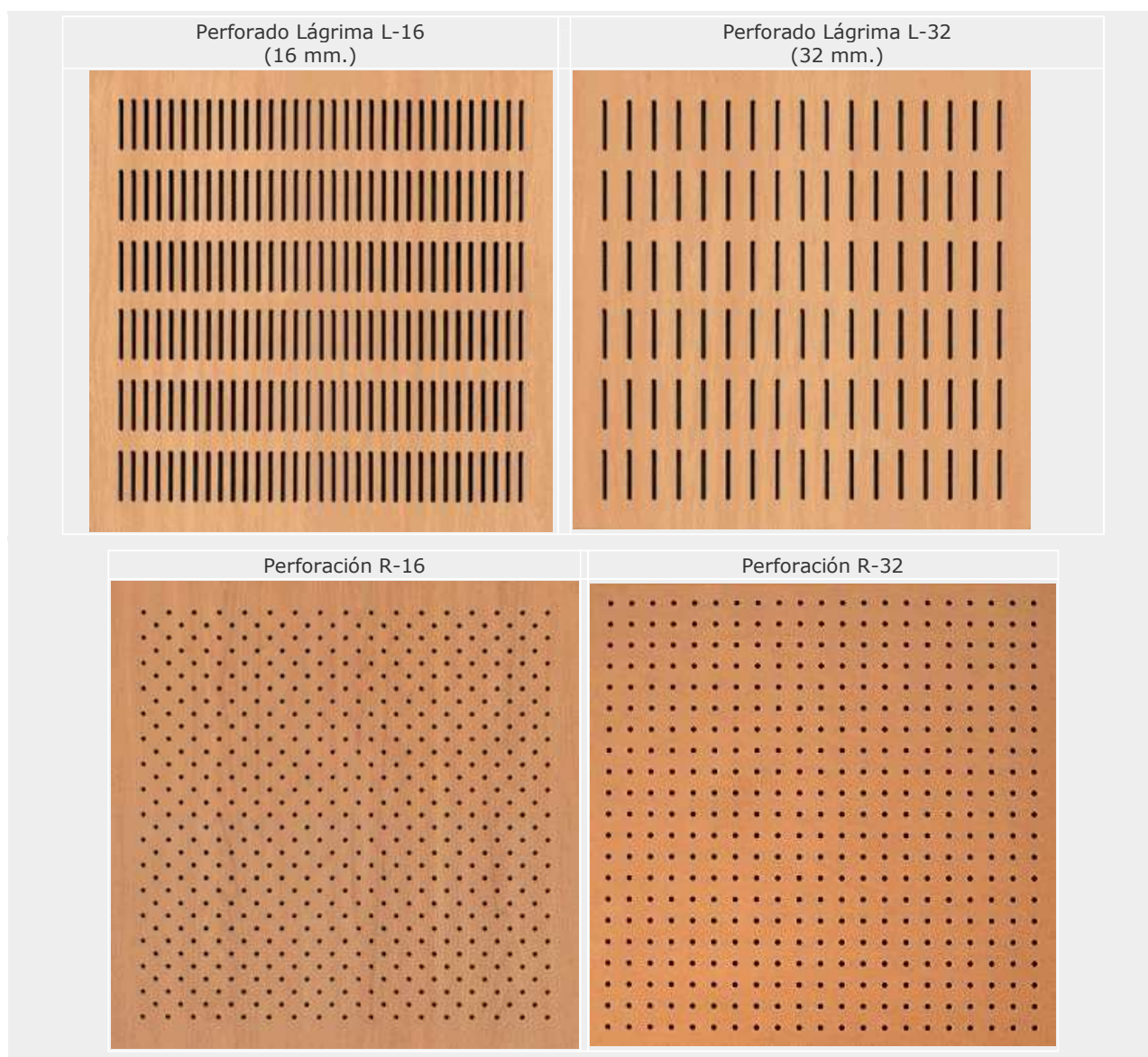


Fig. 131 Resonadores a base de paneles de madera perforados y ranurados

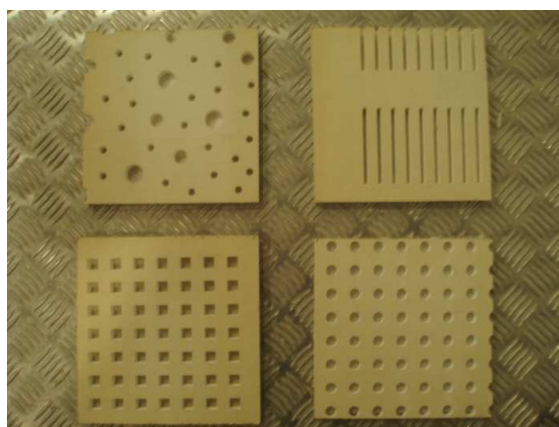


Fig. 132. Resonadores a base de placas de cartón-yeso perforadas y ranuradas

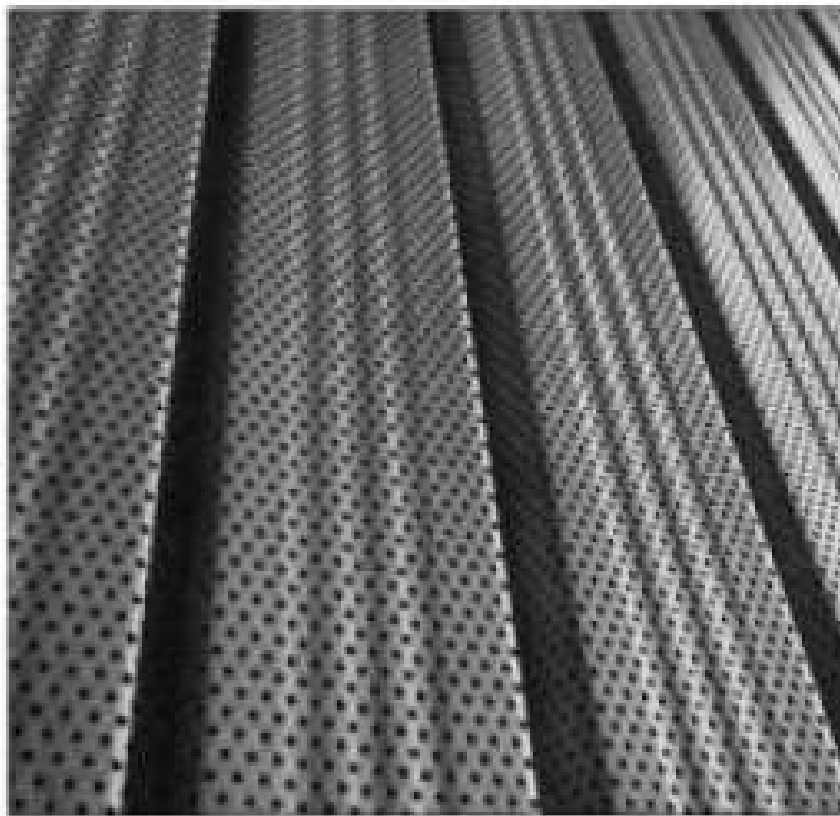


Fig. 133 Resonador a base de chapa metálica nervada, prelacada y perforada



Fig. 134 Resonadores a base de ladrillos perforados y rasurados

Finalmente, es preciso tener presente que los paneles utilizados como parte integrante de los resonadores múltiples de cavidad sólo podrán ser pintados en el caso de que exista la absoluta seguridad de que las perforaciones circulares o ranuras no resultarán obstruidas. De lo contrario, el grado de absorción se verá fuertemente reducido.

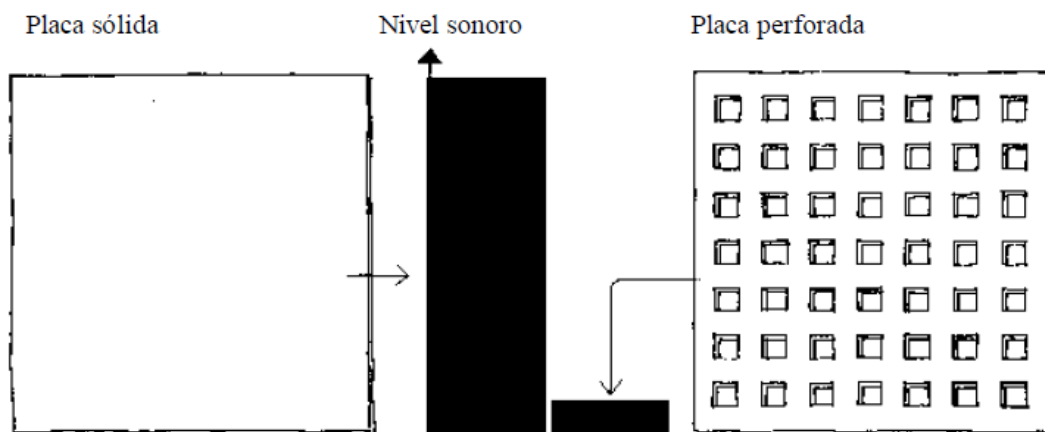


Fig. 135 Comparación gráfica entre el nivel sonoro de una placa sólida y otra perforada

Como conclusiones sobre estos sistemas de paneles perforados se puede decir que:

- El coeficiente de absorción de estos sistemas está definido por la inercia y la resistencia del aire en los agujeros del sistema.
- La variación del coeficiente de absorción con la frecuencia presenta un máximo claramente definido.
- La frecuencia a la que el coeficiente de absorción presenta un máximo aumenta con el incremento del diámetro de las aberturas y con una reducción de la distancia entre ellas, o entre la capa perforada y la pared.
- El sistema se puede calcular para unos parámetros dados, permitiendo la absorción sonora necesaria, dentro de las bandas de frecuencia en que el sistema sea eficaz.

2.40.5.1.5.4 Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de listones.

Está formado por un conjunto de listones de espesor D equiespaciados y montados a una cierta distancia " d " de una pared rígida con objeto de dejar interpuesta una cavidad cerrada de aire.

En la figura siguiente se representa un esquema básico de este tipo de resonador.

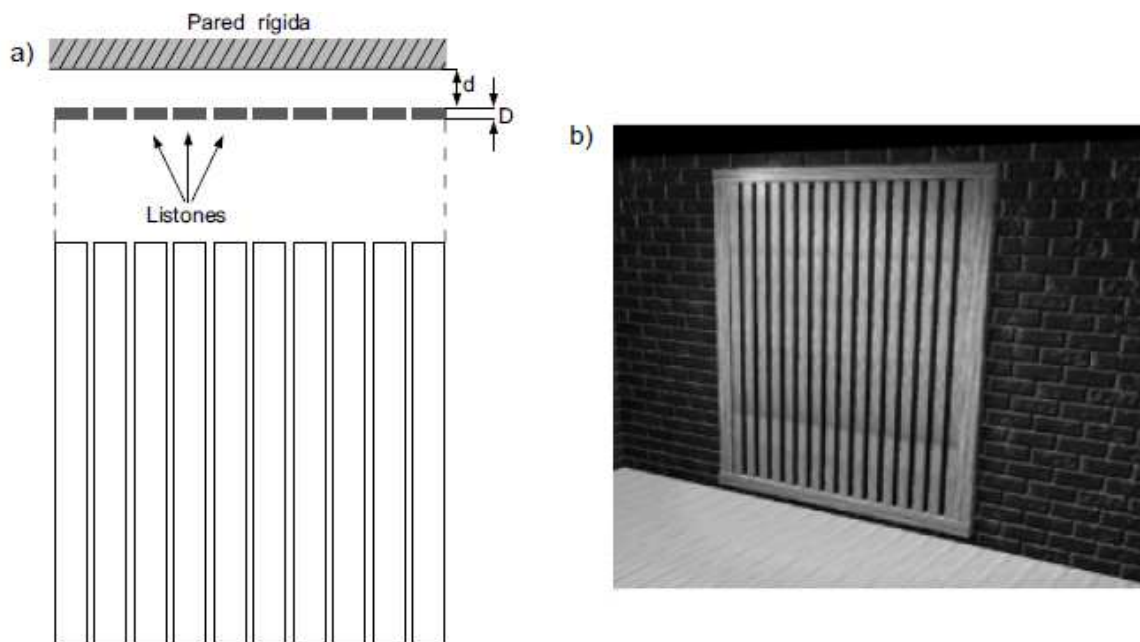


Fig. 136. Resonador múltiple de cavidad (Helmholtz) a base de listones:
a) esquema básico; b) imagen virtual

Este tipo de resonador es parecido al resonador múltiple a base de paneles, con la diferencia de que, en este caso, la masa que se debe considerar es la del aire contenido en los espacios intermedios entre listones.

La expresión teórica para el cálculo de la frecuencia de resonancia f_0 es análoga a la correspondiente al resonador múltiple a base de paneles. Por lo tanto:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{DV}} \text{ (en Hz)}$$

donde:

S = suma de las secciones transversales de las zonas entre listones ocupadas por el aire (en cm^2)

D = espesor de un listón (coincide con la longitud de la mencionada zona) (en cm)

V = volumen de la cavidad (en cm^3)

Ahora bien:

$$V = S_p d$$

Siendo:

S_p = Superf. de los listones + Superf. de las zonas entre listones (en cm^2)

d = distancia de los listones a la pared rígida (en cm)

Sustituyendo dicho valor en la expresión de f_0 , resulta:



$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{S}{DS_p d}}$$

O también:

$$f_0 = 5480 \sqrt{\frac{p}{Dd}}$$

Donde p es el porcentaje de superficie abierta (en tanto por uno):

$$p = \frac{S}{S_p} = \frac{r}{r + w}$$

donde:

r = separación entre listones (en cm)

w = anchura del listón (en cm)

Por otro lado, la longitud efectiva de las zonas entre listones D' es mayor que la real D (espesor del panel), debido a que la masa efectiva del aire contenido en las mismas es también mayor que la masa que les correspondería por el volumen que ocupan. En concreto:

$$D' = 1,2 D \text{ (en cm)}$$

Sustituyendo p por r/(r + w) y D por 1,2D en la expresión de f₀, se obtiene la siguiente expresión final para el cálculo de f₀:

$$f_0 = 5002 \sqrt{\frac{r}{Dd (r + w)}} \text{ (en Hz)}$$

Por otra parte, el comportamiento de este tipo de resonador es totalmente equivalente al del resonador múltiple a base de paneles en cuanto a:

- Las características de absorción con y sin material absorbente en la cavidad: al rellenar parcial o totalmente la cavidad de aire con un material absorbente, la absorción aumenta a todas las frecuencias y la frecuencia de resonancia f₀ disminuye.
- La influencia en la forma de la curva de absorción de la ubicación concreta del material absorbente dentro de la cavidad: cuando el absorbente se sitúa inmediatamente detrás de los listones, la absorción es relativamente poco selectiva, y a medida que dicho material se va separando de los mismos, la curva se va estrechando. La absorción más selectiva se obtiene cuando el absorbente se coloca sobre la pared rígida.



- La obtención de una curva de absorción mucho menos selectiva a base de modificar la estructura del resonador. En este caso, las posibles modificaciones consisten en variar la distancia entre listones consecutivos, o entre los listones y la pared a base de montarlos con una cierta inclinación, o bien, incrementando apreciablemente el porcentaje de superficie abierta.

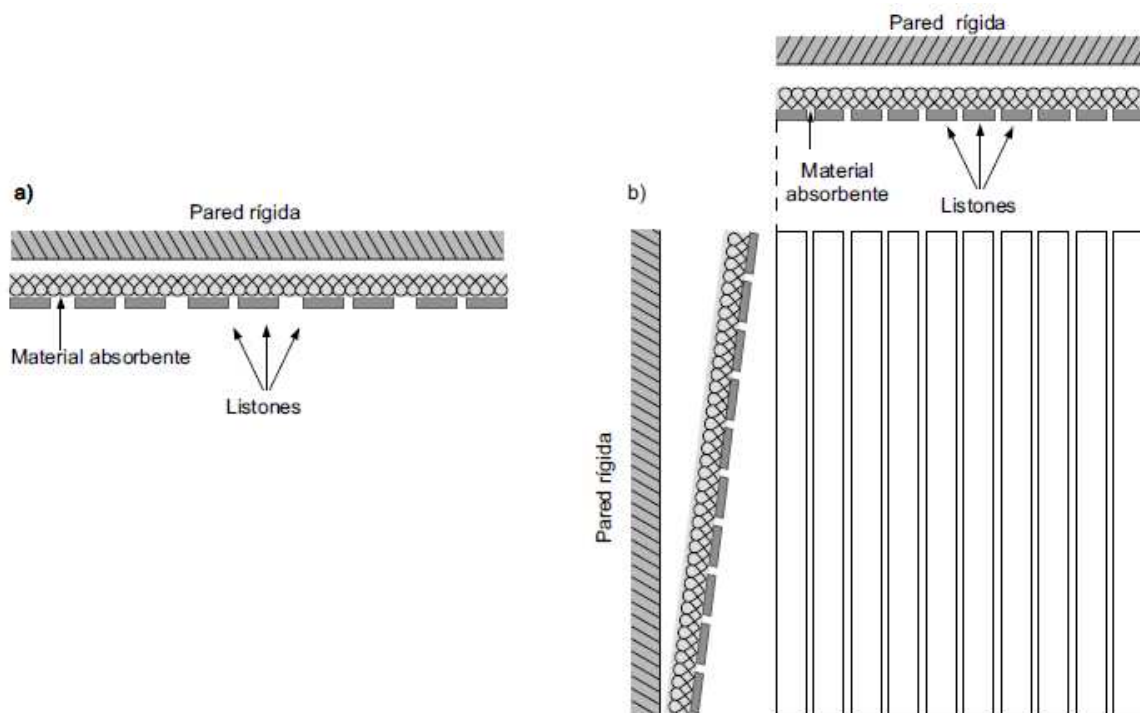


Fig. 137. Resonador múltiple a base de: a) listones no equiespaciados; b) listones equiespaciados con cavidad de aire de profundidad variable

Con objeto de comprobar que efectivamente la absorción a frecuencias medias y altas producida por este tipo de resonadores aumenta con el porcentaje de superficie abierta, en la figura siguiente se presentan las curvas correspondientes a dos resonadores con un porcentaje de un 50% (curva 2) y un 14% (curva 3), respectivamente.

A efectos comparativos, también se muestra la curva de absorción de la lana de roca utilizada en ambos resonadores (curva 1) y la de un resonador de membrana formado por un panel de las mismas características que los listones (curva 4).

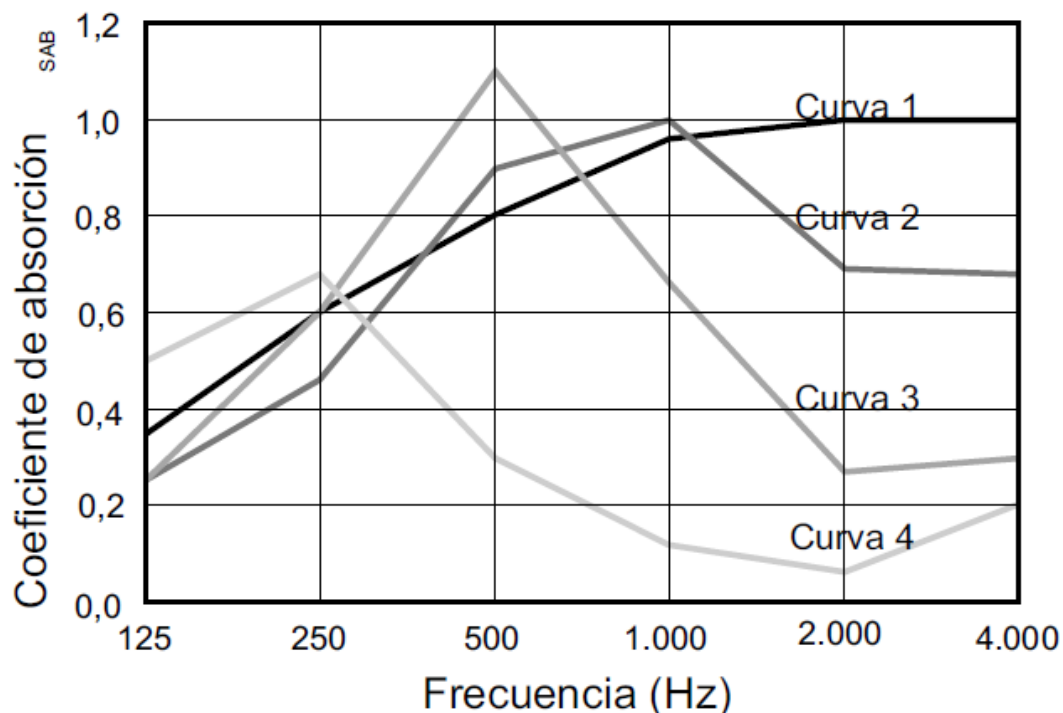


Fig.138. Coeficientes de absorción en función de la frecuencia de los siguientes elementos: lana de roca de 45 mm sobre pared rígida (curva 1); resonador múltiple a base de listones de 12 mm de espesor, con un % de superficie abierta del 50%, separados 50 mm de la pared y con lana de roca de 45 mm en la cavidad (curva 2); ídem que 2, pero con un % de superficie abierta del 14% (curva 3); resonador de membrana formado por un panel de 12 mm de espesor, separado 50 mm de la pared y con lana de roca de 45 mm en la cavidad (curva 4).

De esta gráfica se desprenden las siguientes conclusiones:

- Los elementos absorbentes más selectivos son el resonador múltiple con un porcentaje de superficie abierta del 14% (curva 3) y el resonador de membrana (curva 4).
- El elemento más absorbente a altas frecuencias es la lana de roca (curva 1).
- El resonador múltiple con un porcentaje de superficie abierta del 50% (curva 2) tiende a comportarse a altas frecuencias como la lana de roca.

2.40.5.1.6 Absorción del público (pasaje) y de las sillas en salones, teatros, cines y salas de conferencias.

El grado de reverberación asociado a un recinto cualquiera viene principalmente determinado por los materiales absorbentes utilizados como revestimientos de sus superficies así como, y de forma muy notoria, por la absorción producida por el público y las sillas existentes.

Si se considera que el público se halla más o menos disperso, como es el caso de los usuarios de un polideportivo o de una estación de ferrocarril, en lugar de hacer uso del coeficiente de absorción unitario α (es decir, absorción por



m²), se suele utilizar la absorción por persona A_{pp} (en sabins). En tal caso, la absorción total del público A_p es:

$$A_p = N \cdot A_{pp} \text{ (en sabins)}$$

Donde:

N = número de personas

A_{pp} = absorción de una persona, de pie o sentada (en sabins)

La absorción total A_{tot} del recinto considerado se obtiene sumando este término con la absorción producida por sus superficies límite:

$$A_{tot} = \sum_i S_i \alpha_i + A_p$$

Donde:

S_i = superficie "i".

α_i = coeficiente de absorción de la superficie "i".

En el caso de que interesase asignar al público un coeficiente de absorción unitario α_p , simplemente sería preciso dividir A_p por la superficie ocupada por el mismo S_p :

$$\alpha_p = \frac{A_p}{S_p}$$

En cuanto a la absorción producida por el público, ésta se debe principalmente al tipo de ropa utilizada y a su grado de porosidad. Debido a que la ropa no suele ser muy gruesa, la absorción a bajas frecuencias es relativamente pequeña, mientras que aumenta a frecuencias medias y altas.

Por otra parte, el hecho de que la vestimenta difiera entre individuos hace que sólo sea posible disponer de valores promedios de absorción. Dichos valores suelen variar en función del autor que los proporciona y, además, pueden sufrir alteraciones con el paso del tiempo debido a cambios en la moda dominante. A modo de ejemplo, y con la intención de ofrecer, simplemente una referencia de valores, en la tabla siguiente se indican algunas absorciones (en sabins) calculadas por los autores Kath y Kuhl.

FRECUENCIA (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Persona de pie con abrigo	0,17	0,41	0,91	1,30	1,43	1,47
Persona de pie sin abrigo	0,12	0,24	0,59	0,98	1,13	1,12
Músico sentado con instrumento	0,60	0,95	1,06	1,08	1,08	1,08

Tabla 34. Ejemplos de absorción de una persona A_{pp} , en sabins (según Kath y Kuhl)

En esta tabla se puede observar que, efectivamente, la absorción a bajas frecuencias es escasa y que se produce un notable incremento de la absorción a medida que la frecuencia aumenta.



Si ahora se considera la disposición habitual del público en salas destinadas a actos o espectáculos públicos (como, por ejemplo: salas de conferencias, teatros, salas de conciertos, etc.) tanto en tierra como a bordo de buques, en las que las personas se hallan siempre sentadas de forma agrupada, resulta más correcto utilizar coeficientes de absorción unitarios (por m^2), en lugar de la absorción por persona.

En tal caso, se usan dos conjuntos de coeficientes de absorción en función de la frecuencia: los correspondientes a las sillas ocupadas y los asociados a las sillas vacías. Ello es debido a que las sillas, por sí mismas, presentan una notable absorción que hay que tener siempre en cuenta.

El motivo de este cambio de planteamiento en el cálculo de la absorción es que, según verificaron Kosten y Beranek, la absorción de las sillas (vacías u ocupadas) aumenta en proporción directa a la superficie que ocupan, casi con total independencia del número de las mismas existente en dicha superficie.

Esta afirmación es válida siempre y cuando el espacio ocupado por cada silla oscile entre $0,45$ y $0,79 m^2$ (situación habitual en la práctica). La absorción total de las sillas A_s se calcula de la siguiente forma:

$$A_s = S_A \alpha_s \text{ (en sabins)}$$

Donde:

S_A = Superf acústica efectiva ocupada por las sillas (en m^2): formada por la superficie real S_s ocupada por las mismas + la superficie total de las bandas perimetrales de $0,5 m$ de anchura que bordean los diferentes bloques de sillas (exceptuando las zonas contiguas a una pared).

α_s = coeficiente de absorción unitario de las sillas, vacías u ocupadas.

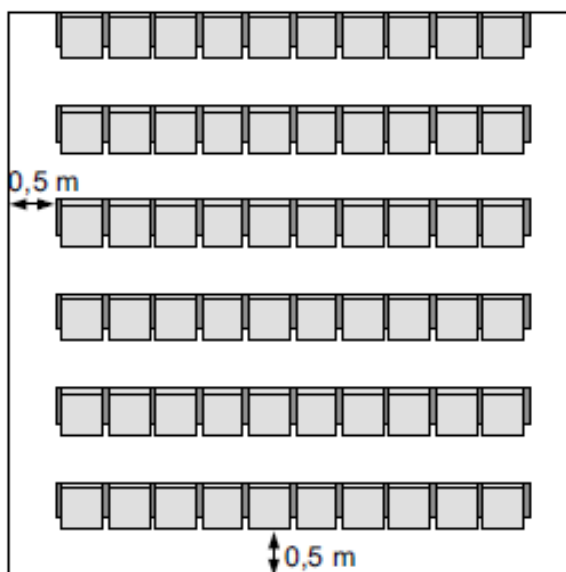


Fig. 139 Superficie acústica efectiva S_A ocupada por las sillas, calculada a partir de la superficie real S_s y de la banda perimetral de anchura $0,5 m$



De la misma forma que en el caso anterior, la absorción total A_{tot} del recinto considerado se obtiene sumando A_s con la absorción producida por todas sus superficies límite:

$$A_{\text{tot}} = \sum_i S_i \alpha_i + A_s$$

En el año 1996, Beranek publicó nuevos valores de coeficientes de absorción para tres tipos de sillas, en función del grado de tapizado. Estos valores fueron determinados experimentalmente a partir de mediciones realizadas en una serie de salas de teatros y cines.

Estos datos son de gran valor a la hora de plantear el diseño acústico de nuevos locales y espacios. Los tres tipos de sillas considerados son:

- Sillas con un alto porcentaje de superficie tapizada.
- Sillas con un porcentaje medio de superficie tapizada.
- Sillas con un bajo porcentaje de superficie tapizada.

Los coeficientes de absorción obtenidos, tanto en el caso de silla vacía como ocupada, se ofrecen en las tablas siguientes.

FRECUENCIA (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Sillas con un alto porcentaje de superficie tapizada	0,72	0,79	0,83	0,84	0,83	0,79
Sillas con un porcentaje medio de superficie tapizada	0,56	0,64	0,70	0,72	0,68	0,62
Sillas con un bajo porcentaje de superficie tapizada	0,35	0,45	0,57	0,61	0,59	0,55

Tabla 35. Coeficientes de absorción de sillas vacías (según Beranek, 1.996)

FRECUENCIA (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Sillas con un alto porcentaje de superficie tapizada	0,76	0,83	0,88	0,91	0,91	0,89
Sillas con un porcentaje medio de superficie tapizada	0,68	0,75	0,82	0,85	0,86	0,86
Sillas con un bajo porcentaje de superficie tapizada	0,56	0,68	0,79	0,83	0,86	0,86

Tabla 36. Coeficientes de absorción de sillas ocupadas (según Beranek, 1.996)



En estas tablas se puede apreciar que:

- A todas las frecuencias existe un aumento de absorción al pasar de silla vacía a ocupada.
- La absorción de las sillas ocupadas aumenta con el porcentaje de superficie tapizada, en especial a bajas frecuencias.
- En general, la absorción aumenta con la frecuencia hasta llegar a la frecuencia de 1 kHz.

A partir de dicha frecuencia, y en el caso de las sillas vacías, la absorción disminuye debido a un efecto de sombra producido por las mismas sillas. Este efecto es especialmente notorio a altas frecuencias, puesto que las sillas casi no producen difracción del sonido.

En la tabla siguiente se indican las diferencias entre los valores promedios correspondientes a las sillas ocupadas y vacías, a bajas (125 Hz - 250 Hz), medias (500 Hz - 1 kHz) y altas frecuencias (2 kHz - 4 kHz).

DESCRIPCIÓN	BAJAS FRECUENCIAS (125 Hz – 250 Hz)	FRECUENCIAS MEDIAS (500 Hz – 1 kHz)	ALTAS FRECUENCIAS (2 kHz – 4 kHz)
Sillas con un alto porcentaje de superficie tapizada	0,04	0,06	0,09
Sillas con un porcentaje medio de superficie tapizada	0,11	0,13	0,16
Sillas con un bajo porcentaje de superficie tapizada	0,22	0,22	0,29

Tabla 37. Diferencias entre los coeficientes de absorción medios de sillas ocupadas y vacías

Como se puede observar, las diferencias más notables corresponden a las sillas con menor porcentaje de superficie tapizada y, en concreto, a altas frecuencias (diferencia de 0,29).

Las diferencias menores tienen lugar para las sillas con un porcentaje más elevado de superficie tapizada y, concretamente, a bajas frecuencias (0,04).

En las figuras siguientes se muestran tres ejemplos de sillas con diferentes grados de superficie tapizada.



Fig. 140. Silla con un elevado porcentaje de superficie tapizada



Fig. 141. Silla con un porcentaje medio de superficie tapizada



Fig. 142. Silla con un porcentaje bajo de superficie tapizada



Las sillas, tanto vacías como ocupadas, no sólo absorben una parte importante de la energía correspondiente a las ondas sonoras incidentes, sino que también producen una atenuación de las ondas que se propagan, paralelamente, por encima de las mismas. Este fenómeno se denomina “SEAT dip”, que trataremos a continuación.

2.40.5.1.7 Incidencia rasante. Efecto “SEAT dip”.

Efecto que se produce cuando una onda sonora se propaga por encima de un área altamente absorbente ocupada por sillas (con o sin público), con un ángulo de incidencia pequeño (onda rasante), generando una fuerte absorción del ruido de 10 a 20 dB en la banda de frecuencias situada entre 100 y 300 Hz.

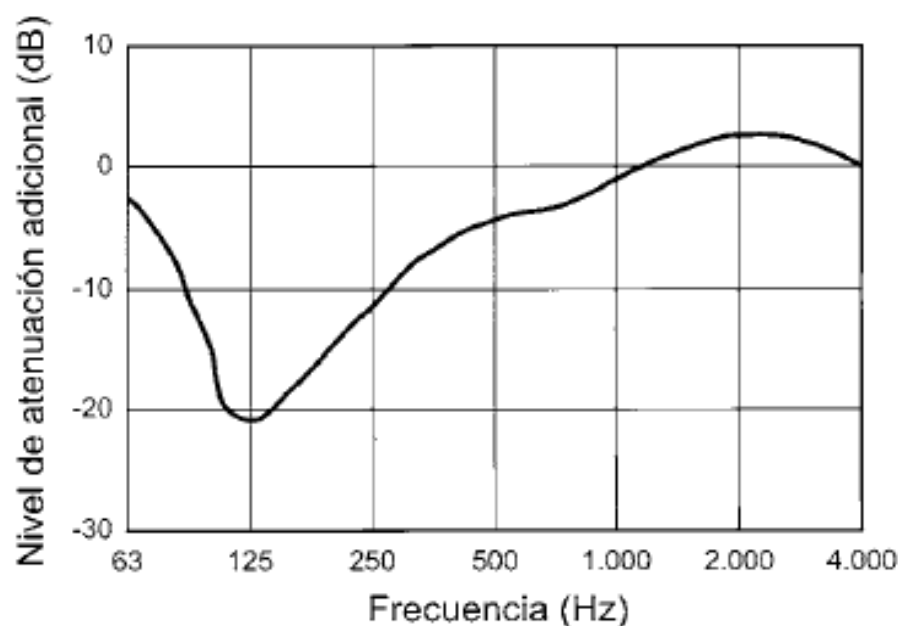


Fig. 143. Atenuación adicional del sonido sobre una zona altamente absorbente ocupada por sillas

Esta atenuación se pone de manifiesto cuando el sonido se empieza a propagar por encima de las primeras filas de asientos y se mantiene constante, independientemente del número de filas existente.

La causa de esta atenuación está producida por la generación de múltiples resonancias horizontales y verticales entre filas consecutivas que generan un efecto de cancelación por interferencia destructiva entre ondas.

La estrategia para atenuar el efecto “SEAT dip”, desde el punto de vista de diseño puede ser:

- Elevar la altura del escenario sobre las primeras filas de sillas



- Incrementar el ángulo de inclinación de la zona de colocación de sillas (la zona del público) de forma que el plano del área del público con el plano del escenario tengan una inclinación mínima de 15° .
- Una combinación de los dos puntos anteriores.

Con la aplicación de estos dos elementos de diseño provoca una disminución de la frecuencia máxima de atenuación, situándola en una banda mucho más baja y, en principio, de menor importancia.

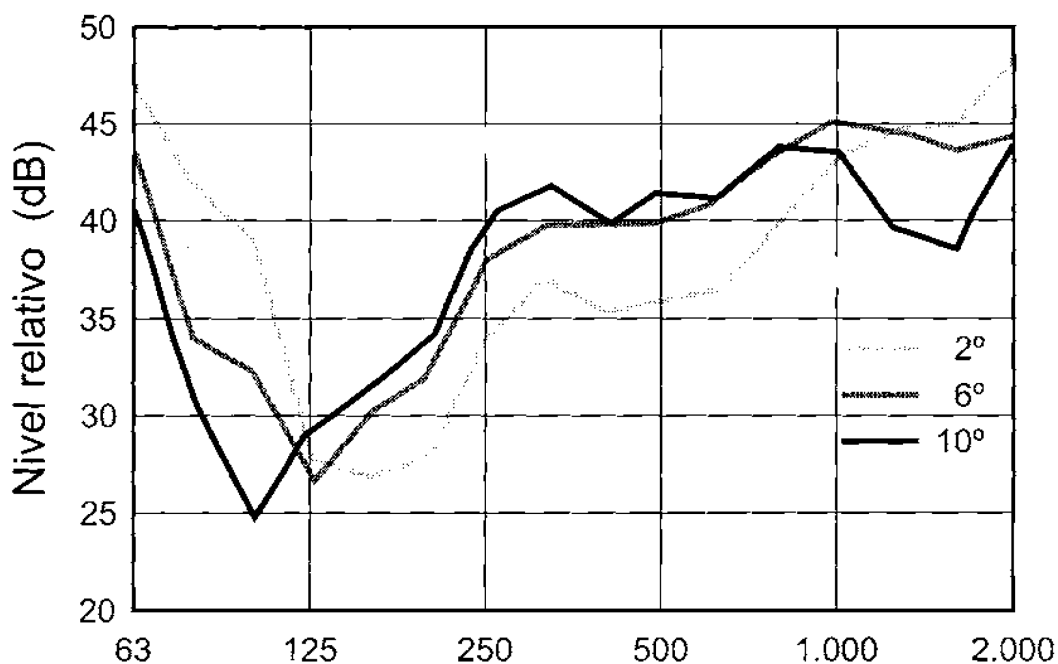


Fig. 144. Curvas de respuesta acústica medidas en el centro de la zona de público de un teatro para 3 ángulos diferentes de incidencia del sonido procedente del escenario

En esta gráfica de la Fig. 144, se puede observar que a medida que se aumenta el ángulo de inclinación de la zona del público la frecuencia a la que se produce la máxima atenuación por efecto "Seat dip" se reduce.

2.40.5.2 Reflexión del sonido. Reflectores acústicos.

Aunque todos los elementos son susceptibles de sufrir reflexión, en menor o mayor grado dependiendo de su coeficiente de absorción (a mayor reflexión menor absorción y viceversa), se denominan reflectores a aquellos elementos específicamente diseñados para generar reflexiones orientadas hacia las zonas del público que necesitan ser reforzadas.

Los elementos reflectores se caracterizan por ser lisos, rígidos y no porosos, de modo que su coeficiente de absorción es mínimo (idealmente $\alpha=0$).



Estas características hacen que la mayor parte de la energía sonora que incide sobre ellos se refleje concentrada en la dirección especular. Su objetivo fundamental es aumentar la presencia de reflexiones útiles destinadas al público. Entendiendo por reflexiones útiles aquellas primeras reflexiones que llegan después del sonido directo y que son integradas con el mismo por el oído humano.

En el caso de salas destinadas a la palabra, sólo se consideran los primeros 50 ms desde la llegada del sonido directo. Dichas reflexiones, al ser integradas por el oído humano junto con el sonido directo, contribuyen a mejorar la inteligibilidad de la palabra y a incrementar la sonoridad en el punto considerado. Se trata de las primeras reflexiones.

En el caso de las salas de conciertos y auditorios, la definición anterior sigue siendo válida, con la salvedad de que el intervalo temporal se amplía hasta los 80 ms.

La existencia de reflexiones útiles, o primera reflexiones, contribuye principalmente a un aumento de sonoridad y de claridad musical. Si, además, se trata de reflexiones laterales se produce un incremento del grado de impresión espacial en el local.

En la práctica, cualquier superficie de un local es susceptible de generar reflexiones más o menos intensas, en función del grado de absorción que presente. La superficie que teóricamente no generaría reflexiones sería aquella que estuviese provista de un revestimiento ideal totalmente absorbente a todas las frecuencias.

Ahora bien, de todas las superficies existentes en un recinto tan solo algunas de ellas están específicamente diseñadas para generar primeras reflexiones hacia la zona de público, es decir, para actuar como elementos reflectores del sonido. El resto de superficies, con independencia de si se trata de superficies absorbentes o reflectantes, únicamente contribuyen a la obtención de los tiempos de reverberación deseados en cada caso. Incluso aquellos casos en que la forma y/o la ubicación de las superficies poco absorbentes sean incorrectas, puede ocurrir que aparezcan ecos, focalizaciones, coloración del sonido, etc., totalmente contraproducentes desde un punto de vista acústico.

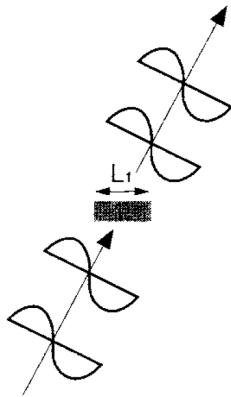
Respecto a las anomalías mencionadas, pueden aparecer si el nivel del sonido reflejado es demasiado alto. Este problema se soluciona consiguiendo una buena difusión del sonido en la sala.

En cuanto al análisis del fenómeno de la reflexión del sonido desde el punto de vista de la acústica geométrica (reflexiones especulares), conviene tener presente que dicho fenómeno sólo se produce de forma completa si la superficie reflectora es lisa y tiene unas dimensiones grandes en comparación con la longitud de onda del sonido considerado.

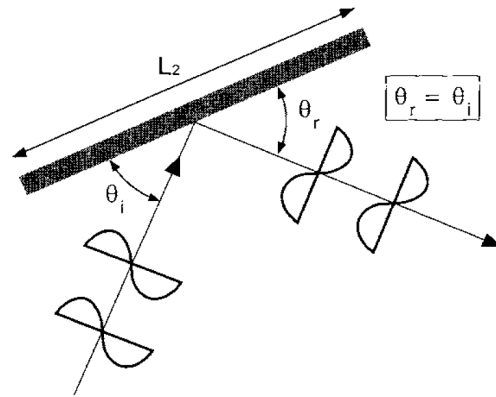


Por lo tanto, partiendo de un elemento reflector de dimensiones prefijadas y suponiendo que el sonido considerado tiene un contenido espectral amplio, dicho elemento solamente actuará como tal a partir de una cierta frecuencia:

- Si el tamaño del reflector es pequeño en comparación con la longitud de onda: efecto de difracción de la onda sonora.
- Si el tamaño de reflector es grande en comparación con la longitud de onda: efecto de reflexión de la onda sonora incidente.



Difracción: $L_1 < \lambda / 2$



Reflexión: $L_2 > 2 \lambda$

Fig.145. Visualización de los efectos de difracción y difusión del sonido sobre dos superficies reflectantes de distintas dimensiones para una misma onda acústica de longitud de onda λ

Podemos distinguir dos tipos de reflectores: Reflectores planos y reflectores curvos:

2.40.5.2.1 Reflectores planos

Para definir un reflector simple, será una buena manera de comenzar por la representación de uno de ellos en la siguiente Fig. 146:

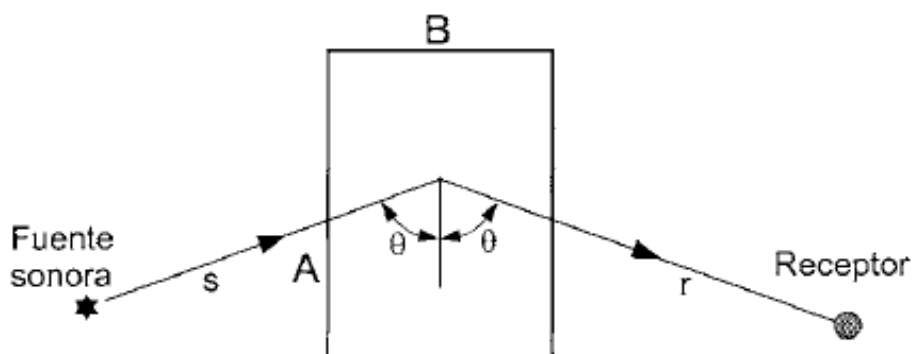


Fig. 146. Proceso de reflexión sobre un reflector plano de dimensiones $A \times B$



En la figura se muestra un reflector plano de dimensiones $A \times B$ separado de las superficies límite de la sala, sobre el cual incide una onda sonora con un determinado ángulo, proveniente de una fuente situada a una distancia " s " del centro del reflector. El receptor se halla a una distancia " r " de dicho centro.

Por el hecho de ser un reflector finito, se produce un efecto de difracción de la onda sonora incidente. Esto significa que, a partir de una cierta frecuencia, el nivel de presión sonora asociado a la reflexión disminuirá progresivamente a medida que la frecuencia también lo haga, en relación con el que se obtendría si el reflector fuese infinito.

Se ha demostrado que la variación de este decremento de nivel de presión sonora, definido por ΔL_p y medido en dB, se corresponde con la gráfica siguiente:

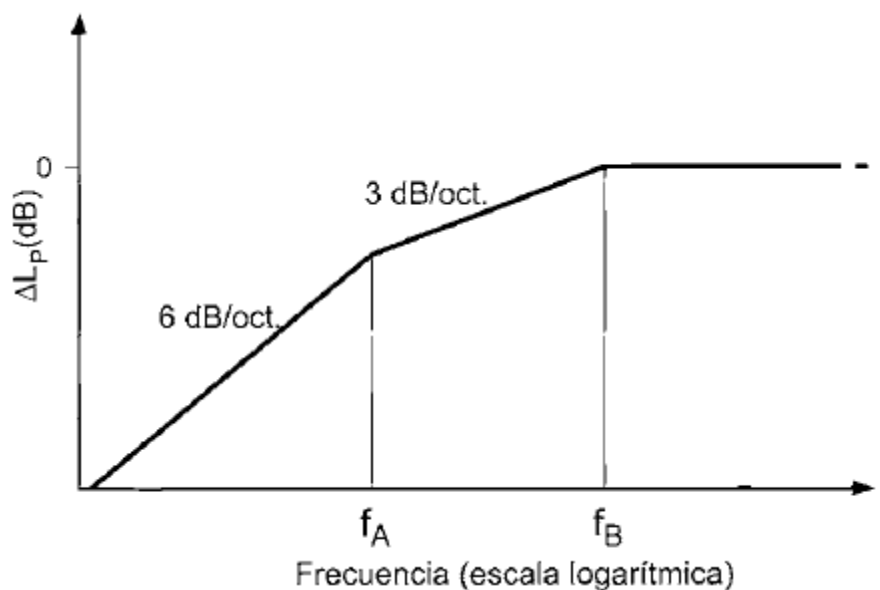


Fig. 147. Disminución significativa del nivel de presión sonora ΔL_p correspondiente al sonido reflejado por un reflector plano de dimensiones $A \times B$

Las expresiones que definen las frecuencias f_A y f_B se definen por las siguientes expresiones:

$$f_A = \frac{c}{(1/s + 1/r) B^2 \cos^2 \theta} \quad f_B = \frac{c}{(1/s + 1/r) A^2}$$

Donde:

s = Distancia desde la fuente sonora hasta el centro del reflector (en m).

r = Distancia desde el receptor hasta el centro del reflector (en m).

A = Longitud del reflector (en m).



B = Anchura del reflector (en m).

θ = Ángulos de incidencia y reflexión sobre el receptor.

C = Velocidad del sonido (342 m/s a 22 °C).

De esta gráfica podemos destacar las siguientes conclusiones:

- Cuando $f > f_B$ Se observa que $\Delta L_p = 0$, es decir el reflector se comporta como si fuese infinito y no existe difracción del sonido.
- $f_A \leq f \leq f_B$ Comprobamos que ΔL_p empieza a disminuir por efecto de la fracción del sonido originada como consecuencia de la dimensión finita de la anchura B del reflector. Esta reducción es de 3 dB cada vez que la frecuencia se reduce a la mitad (3 dB por octava).
- Cuando $f < f_A$ ΔL_p disminuye con mayor fuerza por efecto de la difracción del sonido originada como consecuencia de la dimensión finita de la anchura B del reflector y de la longitud finita A . En este caso la reducción es de 6 dB cada vez que la frecuencia se reduce a la mitad (6 dB por octava).

Según esto, a la hora de diseñar un reflector plano tenemos que tener en cuenta las siguientes consideraciones técnicas:

- Cuanto mayor sea el reflector, menores serán las frecuencias de difracción acústica (disminución del nivel del sonido reflejado).
- Cuanto menor sea la distancia entre fuente y/o receptor con el reflector más efectivo será éste último. Es decir, sus frecuencias límite tendrán valores menores.
- Cuanto menor es el ángulo de incidencia de la onda acústica con respecto a la normal, menores serán los valores de las frecuencias límite.

Es prácticamente imposible evitar la aparición de difracción a frecuencias bajas debido a las limitaciones físicas en cuanto al tamaño máximo de los reflectores. Un criterio práctico que se utiliza es diseñar los reflectores de manera que trabajen de forma óptima a partir de la banda de frecuencia centrada en el entorno de los 500 Hz.

Por otra parte, la utilización de grandes reflectores planos en teatros y salas de conciertos no es en absoluto aconsejable, ya que se pueda dar lugar a la aparición de las siguientes anomalías:

- a) Coloración del sonido: realce o atenuación manifiesta de las frecuencias que componen su espectro como resultado de la combinación entre el sonido directo y el sonido reflejado por dichas superficies.



- b) Desplazamiento de la fuente sonora: el sonido parece proceder de la superficie reflectante en lugar de provenir del escenario, es decir, tiene lugar un efecto de falsa localización de la fuente sonora.

En la figura 148, que se muestra a continuación, se puede ver la apariencia física de los reflectores planos.

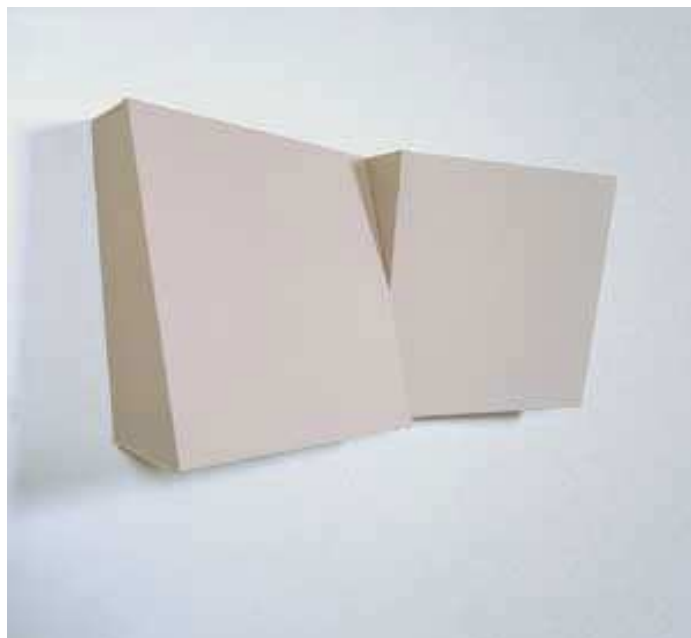


Fig. 148. Reflectores planos

2.40.5.2.2 Reflectores curvos.

Los reflectores de perfil convexo dispersan el sonido en mayor proporción que los reflectores planos, es decir, abarcan una mayor zona de cobertura, y por lo tanto, en cada punto de dicha zona el nivel del sonido reflejado es menor.

En la práctica, para que un reflector convexo cumpla su función de manera óptima, es decir, siga funcionando como reflector si producir las citadas anomalías, es preciso que su radio de curvatura sea aproximadamente mayor que 5 m. Para radios menores, el elemento deja de actuar como reflector y tiende a comportarse como un difusor del sonido.

Por el contrario, la existencia de superficies cóncavas da lugar a un efecto de focalización del sonido reflejado, es decir, a una concentración del mismo en una zona más reducida, si bien con un nivel mucho más elevado. Es el denominado "sonido focalizado".

A menudo ocurre que la energía asociada a dicho sonido es incluso superior a la correspondiente al sonido directo. En general, dicho tipo de superficies debe de ser evitado.

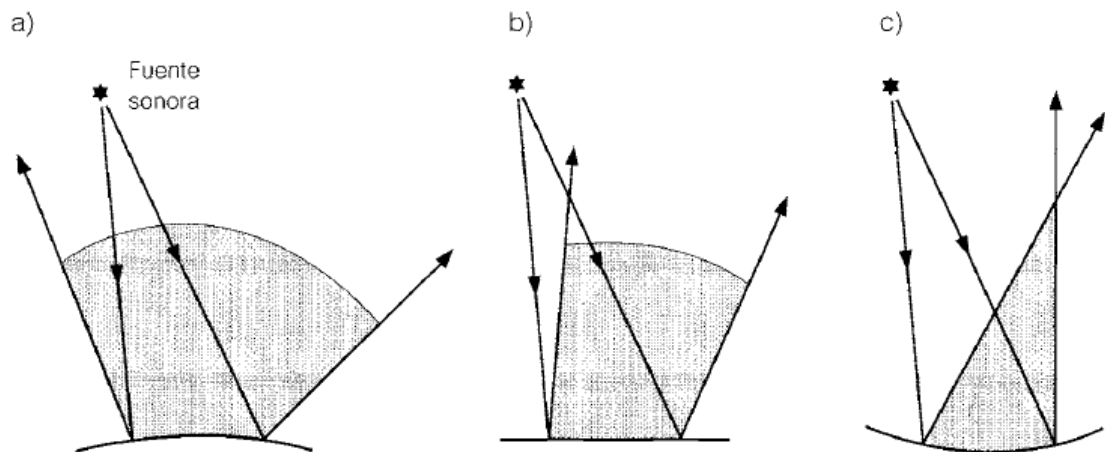


Fig. 149. Zonas de cobertura asociadas a diferentes superficies reflectantes
a) Superficie convexa; b) Superficie plana; c) Superficie cóncava

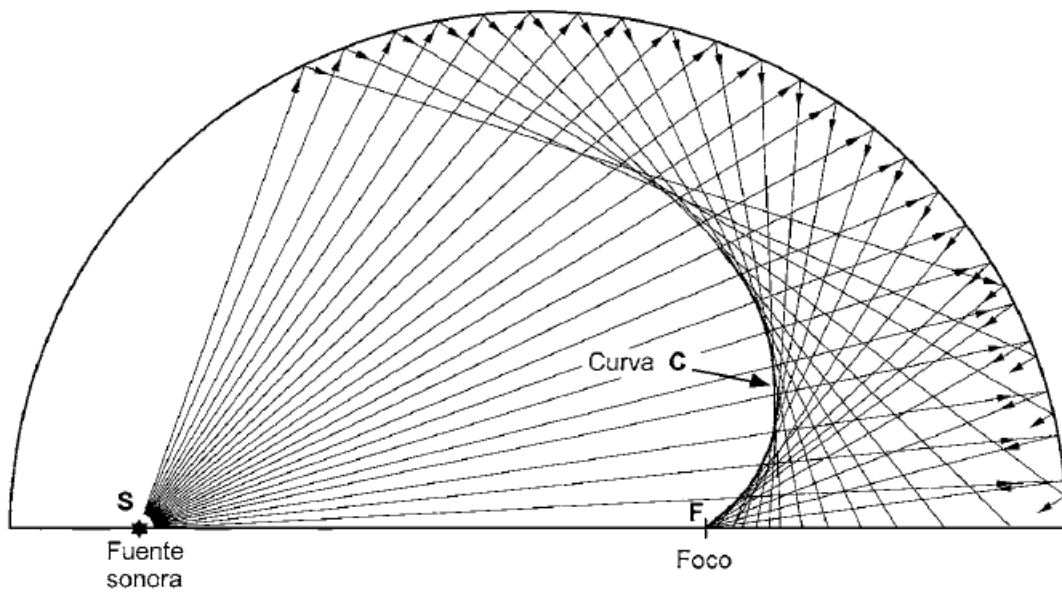


Fig. 150. Zonas de focalización del sonido en una sala semiesférica



Fig.151. Auditorio con reflectores planos como de reflectores curvos en el techo

2.40.5.3 Difusión del sonido. Difusores.

La difusión del sonido en una sala se consigue mediante la colocación de elementos expresamente diseñados para dispersar, de forma uniforme y en múltiples direcciones, la energía sonora que incide sobre los mismos.

La necesidad de disponer de una óptima difusión del sonido es exclusiva de las salas de conciertos, aunque existen determinados tipos de difusores que también son ampliamente utilizados en estudios de grabación.

La existencia de difusión del sonido en salas de conciertos significa que la energía de campo reverberante llegará a los oídos de los espectadores por un igual desde todas las direcciones del espacio. Ello contribuirá a crear un sonido altamente envolvente y, por lo tanto, a aumentar el grado de impresión espacial existente.

Cuanto mayor sea el grado de impresión espacial, mejor será la valoración subjetiva de la calidad acústica del recinto en cuestión.

En la siguiente figura se presenta una comparación entre el efecto producido sobre una onda sonora incidente por un material absorbente, un reflector y un difusor.

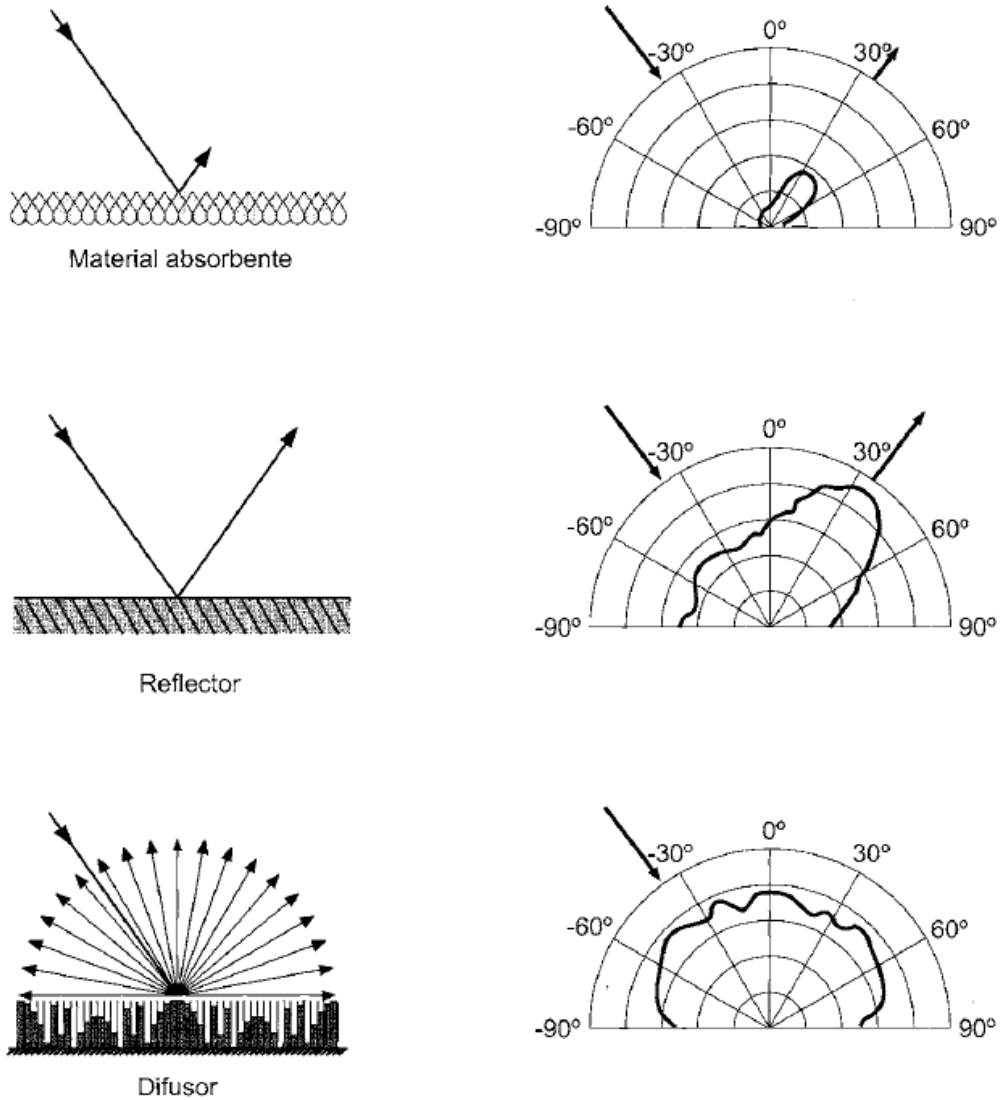


Fig. 152. Comparativa entre efectos de absorción, reflexión especular y difusión del sonido

Las conclusiones que se pueden extraer de es última figura serían:

- En el caso del material absorbente, observamos que la energía reflejada es mínima.
- En el caso del elemento reflector, la energía reflejada es mucho mayor y está concentrada alrededor de la dirección de reflexión especular de la onda sonora.
- En el caso del elemento difusor, la energía reflejada es elevada y está repartida de forma uniforme en todas las direcciones de reflexión.

En ocasiones, la difusión también es utilizada para eliminar alguna de las anomalías que pueden aparecer tanto en recintos destinados a la palabra como



en salas de conciertos. Dichas anomalías pueden aparecer en forma de coloraciones, desplazamientos de la fuente sonora, ecos o focalizaciones del sonido.

De todas formas, hay que tener presente que solamente existe una óptima difusión de una banda de frecuencias limitadas, y que dicha banda depende de las dimensiones del difusor.

En la figura que se presenta a continuación se muestra un ejemplo sencillo de difusión producida por un conjunto de pirámides construidas a base de un material reflectante y dispuestas sobre una pared rígida.

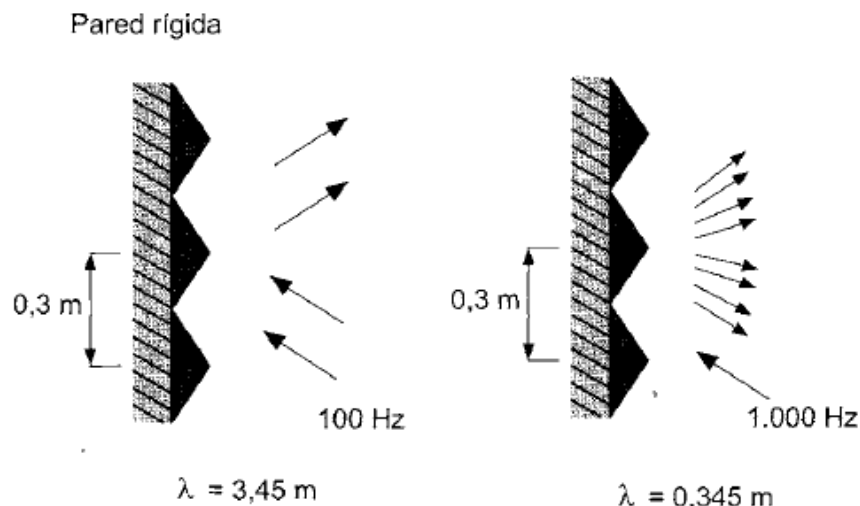


Fig. 153. Difusión del sonido producida por un conjunto de pirámides colocadas sobre una pared rígida

Según se puede observar, a la frecuencia de 100 Hz, las reflexiones generadas son especulares, es decir, a efectos de la onda sonora incidente es como si las pirámides no existiesen. Ello es debido a que la longitud de onda asociada es mucho mayor que la máxima dimensión de cada pirámide.

Por el contrario, a la frecuencia de 1.000 Hz, el grado de difusión es manifiesto, ya que la máxima dimensión de cada pirámide es del mismo orden de magnitud que la longitud de onda.

Por otra parte, en una sala destinada a la palabra o a actividades musicales, la superficie que siempre presenta un alto grado de difusión es la superficie ocupada por las sillas (ocupadas o vacías).

De todas maneras, en la práctica, la energía difusa obtenida de esta forma es baja, como consecuencia del elevado grado de absorción que presentan. Ello significa que, para conseguir el grado de difusión deseado, generalmente es necesario disponer de otras superficies difusoras adicionales.

A continuación, en la Fig. 154, se presentan dos ejemplos de techo, altamente, difusor.

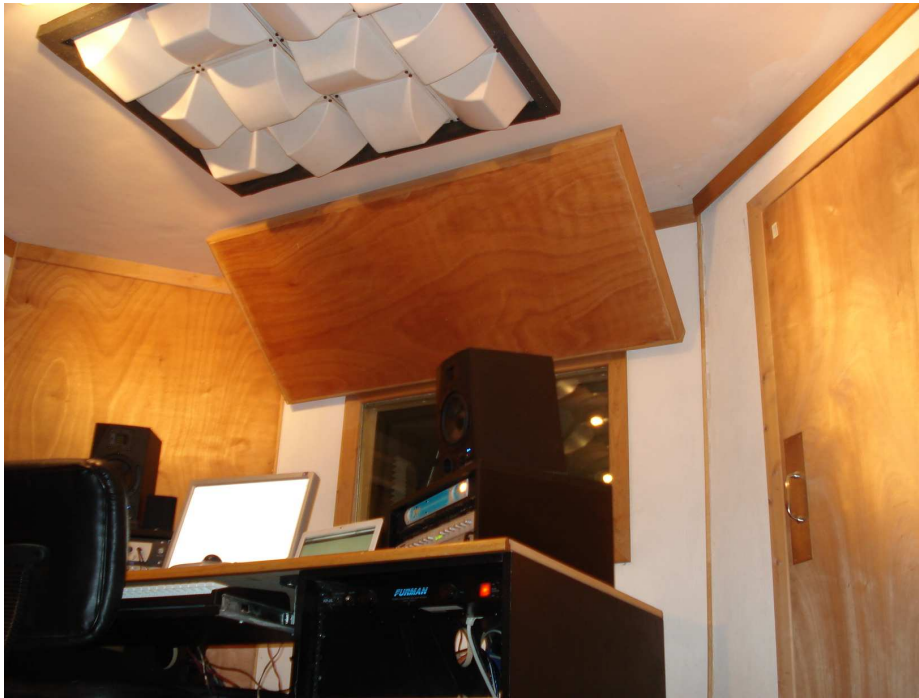


Fig.154.Techos con difusores acústicos



Los tipos más representativo de elementos difusores son:

- a) **Difusores policilíndricos:** Conjuntos de superficies lisas de forma convexa dispuestas secuencialmente y con un radio de curvatura inferior, aproximadamente, a 5 m.



- b) **Difusores MLS (Maximun Lenght Sequence):** Están basados en unas secuencias pseudoaleatorias periódicas, denominadas de longitud máxima o de Galois. El elemento difusor consiste en una superficie dentada.



La anchura "W" y la profundidad "d" de cada tramo viene definida por:

$$W = \lambda/2 \quad \text{y} \quad d = \lambda/4$$

Siendo λ la longitud de onda de diseño del difusor.

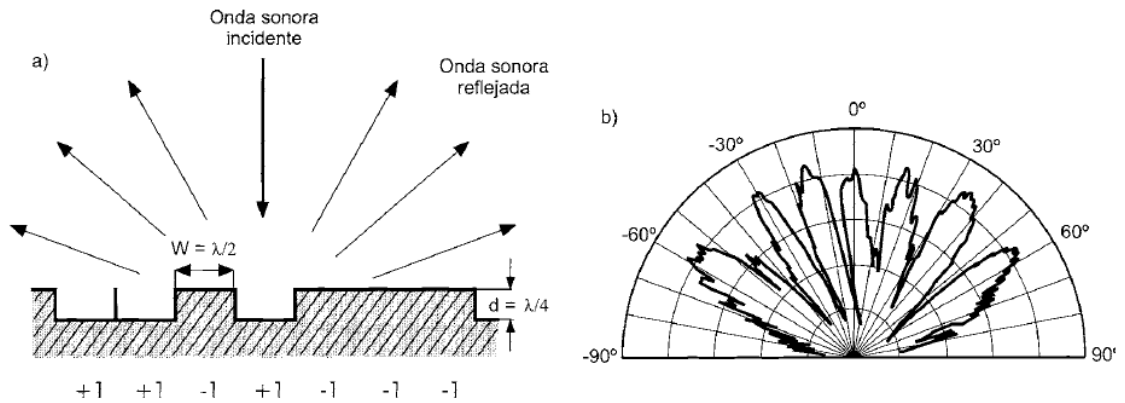


Fig. 155. Difusor MLS. a) Perfil de un difusor con indicación de la dirección de la onda incidente y de las direcciones en las que la energía reflejada es máxima; b) diagrama de difusión de la frecuencia de diseño

c) **Difusor unidimensional QRD (Quadratic Residue Difusor):** Consiste en una serie de ranuras laterales de forma rectangular, d igual anchura y de diferente profundidad. Generalmente, dichas ranuras están separadas por unos divisores delgados y rígidos.



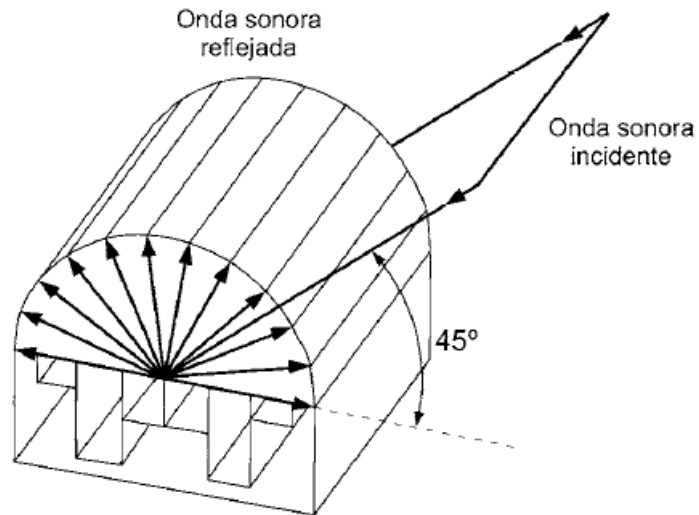


Fig. 156 Difusión producida por un difusor unidimensional QRD de una onda sonora incidente con un ángulo de 45° respecto a su superficie

d) **Difusores bidimensionales QRD (Quadratic Residue Difusor):** Aparecen como una generalización de las unidimensionales con el objetivo de obtener una óptima difusión del sonido incidente en todas las direcciones del espacio. En este tipo de difusores, las ranuras son sustituidas por pozos dispuestos en paralelo de profundidad variable y de forma habitualmente cuadrada.



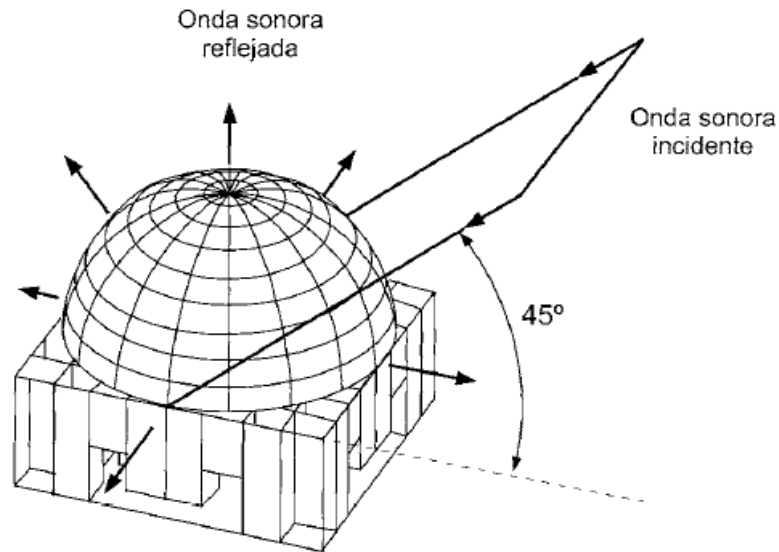
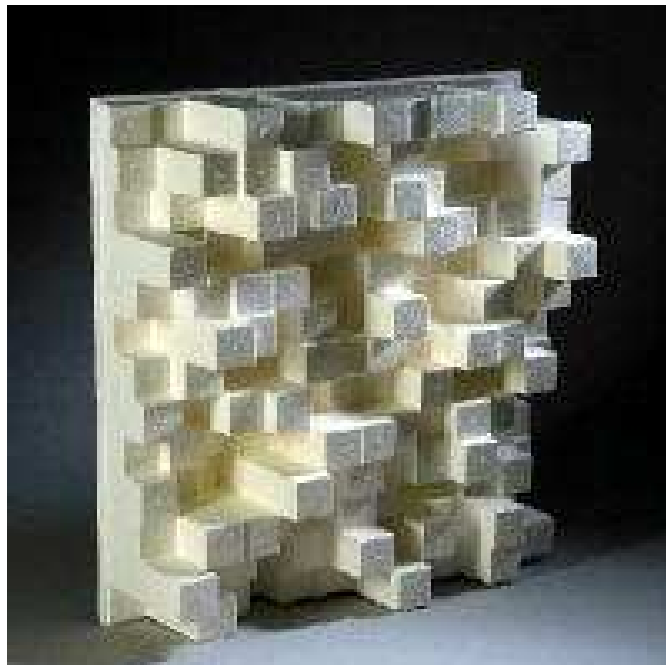


Fig. 156 Difusión producida por un difusor bidimensional QRD de una onda sonora incidente con un ángulo de 45° respecto a su superficie

e) **Difusores PRD (Primitive Root difusor):** Los difusores de raíces primitivas PRD son análogos a los difusores unidimensionales QRD, con la única diferencia de que la profundidad de cada ranura se obtiene a partir de una secuencia generadora distinta.



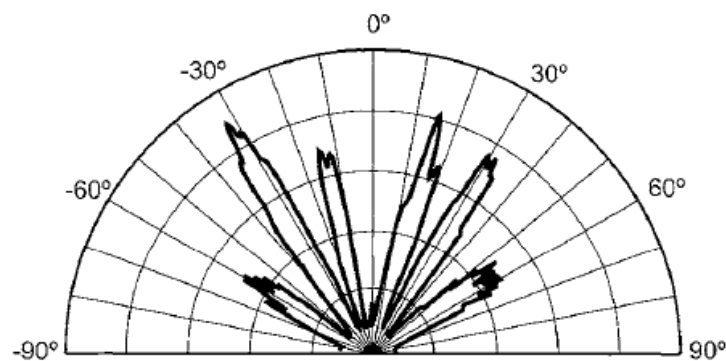


Fig. 157 diagrama de difusión correspondiente a un difusor PRD (incidencia normal)

2.40.6 Aislamiento acústico.

Entendemos por *aislamiento acústico* a la protección de un recinto contra la penetración de sonidos que interfieran la actividad que se desea realizar, o bien para evitar que altos niveles de presión sonora generados en el interior puedan salir al exterior o pasar a terceros recintos en que no son deseables.

Lo primero a tener en cuenta es que las fuentes que originan estos ruidos pueden estar dentro o fuera del recinto que pretendemos aislar, y lógicamente el enfoque será diferente como se verá más adelante. Por ello debemos establecer cuál es la naturaleza de los ruidos existentes y los caminos de entrada al recinto a través de sus superficies límite. Las principales vías de penetración suelen ser las siguientes:

a) Penetración por vía aérea:

- Aberturas y grietas existentes en paredes.
- Conductos de ventilación existentes.
- Vibraciones de la pared que separa ambos recintos.

b) Penetración por propagación a través de cuerpos sólidos:

- Vibraciones de paredes no adyacentes al recinto y que se propagan por el espesor de las paredes, radiándose al interior por las paredes laterales.
- Transmisión de impactos sonoros.
- Vibraciones de maquinaria que se propagan a través de la estructura del edificio.
- Vibraciones del material de la propia pared adyacente, con lo que se convierte en radiadora de sonido ella misma.



Es de resaltar que el aislamiento acústico depende grandemente de las características materiales de las superficies límites del recinto, y de las características del ruido, básicamente su distribución en frecuencia.

El aislamiento del sonido consiste en impedir su propagación por medio de obstáculos reflectores. Se trata de interponer al sonido en su camino un medio cuya impedancia acústica sea lo más diferente posible de la del medio que lo conduce.

La transmisión de ondas sonoras a través de una partición de separación entre locales puede explicarse considerando que se propagan en forma de fluctuaciones de presión: un elemento de aire infinitamente próximo a la superficie se verá forzado a desplazarse al llegar hasta él la onda sonora, obligando a vibrar a la superficie sólida. Ésta, por reacción, actuará sobre el elemento de aire próximo a ella en sentido opuesto al de propagación de la onda sonora inicial. Así, parte de la energía sonora incidente es transmitida, y parte reflejada.

A su vez, la energía transmitida es en parte empleada en desplazar las moléculas del sólido, propagándose por su interior, y en parte es disipada al ser absorbida por efectos de las fuerzas intermoleculares.

En su propagación por el interior, la perturbación alcanza la otra superficie de éste, y mediante un proceso análogo es radiada de nuevo al medio ambiente en forma de ruido aéreo.

Si la superficie reflectante no es grande en comparación con la longitud de onda del sonido incidente, no se mantiene la ley de reflexión y el sonido reflejado no tiene el mismo ángulo que el incidente.

El sonido a una frecuencia de 100 Hz tiene de longitud de onda 3.4 m, que es grande en comparación con los chaflanes, por tanto las ondas sonoras se reflejan sobre la pared como si fuera lisa. Pero un sonido de 1000 Hz, con longitud de onda de 0.34 m no obedece a esta ley, y las ondas sonoras son reflejadas en todas direcciones, como se observa en la misma figura.

Existen algunos factores que disminuyen el aislamiento acústico teórico de una pared, como son la transmisión por flancos, conductos de aire acondicionado, rendijas, orificios, ventanas, puertas, etc. La transmisión por flancos y rendijas se puede apreciar en la siguiente figura:

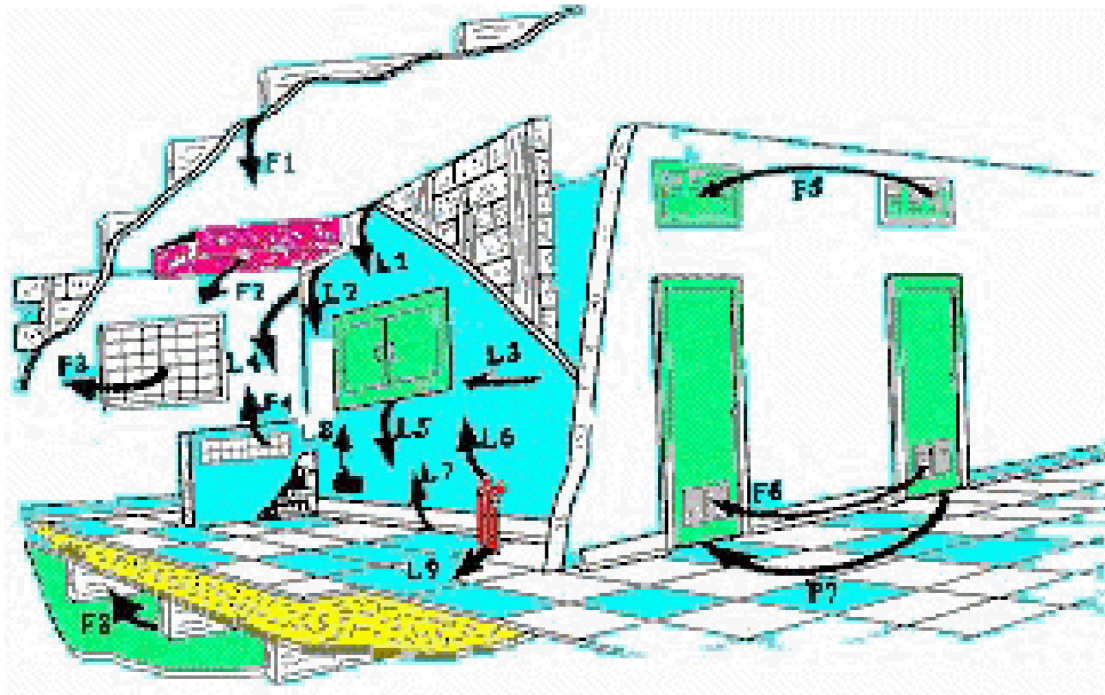


Fig. 158. Penetración de ruidos en un recinto.

- 1- a través de falsos techos y cámaras abiertas en las paredes (F1).
- 2- a través de conductos de aire acondicionado (F2).
- 3- a través de ventanas (F3).
- 4- a través de unidades de climatización individuales (consolas de pared) (F4).
- 5- a través de diferentes tipos de aberturas existentes en la pared (F5).
- 6- a través de diferentes tipos de aberturas existentes en las puertas (F6).
- 7- a través de rendijas y agujeros existentes en las puertas (F7).
- 8- a través de aberturas existentes en la estructura del suelo (F8).
- 9- a través de cierres de paredes, techos y esquinas (L1).
- 10- por un sellado inadecuado de los conductos (L2).
- 11- por uniones entre los bloques del material de la pared (L3).
- 12- por un sellado incorrecto entre las paredes laterales (L4).
- 13- por un montaje inadecuado de ventanas (L5).
- 14- por aberturas de paredes (L6).
- 15- por aberturas mal selladas en las esquinas de unión del suelo (L7).
- 16- por conductos eléctricos mal sellados en las paredes (L8).
- 17- por agujeros en el suelo mal sellados (L9).

El cálculo simplificado de la energía acústica que se transmite a través de una pared es sencillo, simplemente conociendo el nivel de presión sonora global del ruido incidente y el aislamiento acústico bruto del material de separación, siendo la diferencia entre ambos valores la energía que se transmite a través de la pared, según se observa en la siguiente figura.

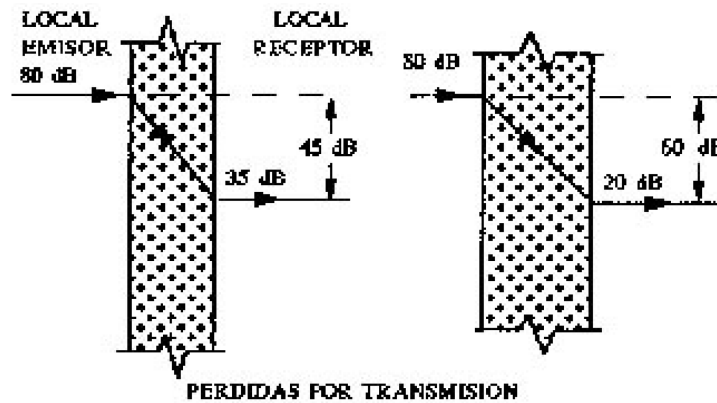


Fig. 159.- Aislamiento de un elemento constructivo.

Se deben tener en cuenta las transmisiones de paredes que no son las propias del recinto pero que están de alguna manera conectadas a las mismas a través de la estructura del edificio, ya que transfieren niveles de ruido como consecuencia de sus vibraciones longitudinales.

2.40.7 Aislamiento acústico de paredes dobles.

Un método, normalmente muy bueno, de aumentar el aislamiento acústico de una pared sin tener que aumentar de manera desorbitada su masa superficial es recurrir al uso de paredes múltiples. Se divide la pared en un número de capas delgadas de manera que el ruido se reduce por etapas. Como aproximación podemos decir que cada capa trabaja independientemente, y si una masa M se divide en dos masas M_1 y M_2 , entonces el aislamiento total de esta capa doble sería:

$$R_t = 20 \log M_1 w + 20 \log M_2 w = 20 \log (M_1 \cdot M_2) w$$

con lo que la ganancia de aislamiento conseguida sería:

$$R_d = R_t - R = 20 \log (M_1 \cdot M_2) w - 20 \log (M_1 + M_2) w \text{ (dB)}$$

$$R_d = 20 \log \left(\frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \right)$$

Por ejemplo, una pared de una capa con una masa superficial de 100 kg/m^2 tiene un aislamiento aproximado de 40 dB . Si se coloca una segunda capa unida a la primera, el conjunto tendría unos 46 dB al haberse duplicado la masa. Por contra, si la segunda capa se coloca separada de la primera se obtendría un aislamiento medio de 80 dB , debido a que la onda sonora tiene que atravesar en este segundo caso la cámara de aire formada, siendo doble el tránsito entre medios con muy diferente impedancia acústica.

Un aislamiento tan alto sólo se puede obtener cuando la segunda pared no ejerce ninguna acción sobre la primera, o sea, que no exista ningún tipo de

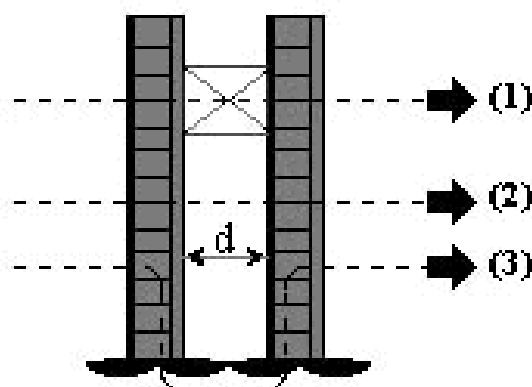


acoplamiento entre ellas. Ello exige que el campo acústico entre ambas paredes sea difuso, siendo ésto solo posible cuando la distancia entre ambas paredes se hace grande frente a la longitud de onda del sonido en el aire. Como esta condición no puede cumplirse en la realidad, al menos para frecuencias bajas, la suma de los aislamientos de las paredes no es posible.

El incremento del espesor de la cámara de aire mejora el aislamiento acústico entre 8 y 12 cm, no produciendo efectos significativos mayores anchuras de la misma.

Paredes dobles

Situación y vías de transmisión del sonido



- (1) Traslación a través del estrato de separación.
- (2) Transmisión a través de la junta de unión.
- (3) Transmisión a través de puente acústico.

Fig. 160. Pared doble

Una pared doble con dos hojas rígidas indeformables unidas entre sí por el aire de la cámara forma un dispositivo elástico masa-muelle-masa que se puede comparar con un tambor. Este sistema es capaz de vibrar con una frecuencia propia que es su frecuencia de resonancia, que es función de ambas masas y del espesor de la cámara de aire d entre las masas superficiales, respondiendo a la expresión:

$$f_r = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)} (\text{Hz})$$

Para esta frecuencia, la transmisión del sonido a través del paramento puede ser incluso mayor que si las dos paredes estuviesen rígidamente unidas. Por ello, debe cuidarse la elección de las masas y de su separación a fin de evitar que la frecuencia de resonancia del conjunto entre dentro del espectro que pretendemos aislar, o sea, que sea lo suficientemente baja para que que-



de fuera de dicho espectro (normalmente por debajo de los 100Hz, y tan baja como sea posible).

Un conjunto como el descrito se comporta de la siguiente manera:

- Para frecuencias inferiores a la de resonancia, el tabique doble se comporta como uno simple de masa $M = M_1 + M_2$, pudiendo pasar mayor ruido que si las capas estuviesen unidas.
- Para frecuencias superiores a la de resonancia, cuya longitud de onda sea doble a la separación entre capas, el aislamiento total será suma de los aislamientos de las dos capas.
- Para frecuencias comprendidas entre la de resonancia y una $f_{r1} = 343/2d$, el aislamiento total tendrá en cuenta no sólo los aislamientos de las dos capas, sino también las dimensiones de la capa a aislar, la separación entre las mismas y el coeficiente de absorción del material que se coloque entre las dos capas.

El empleo de material absorbente en la cavidad entre la doble pared se debe realizar adecuadamente, ya que un material con bajo coeficiente de absorción o mal instalado puede originar una reducción importante en el aislamiento de la pared.

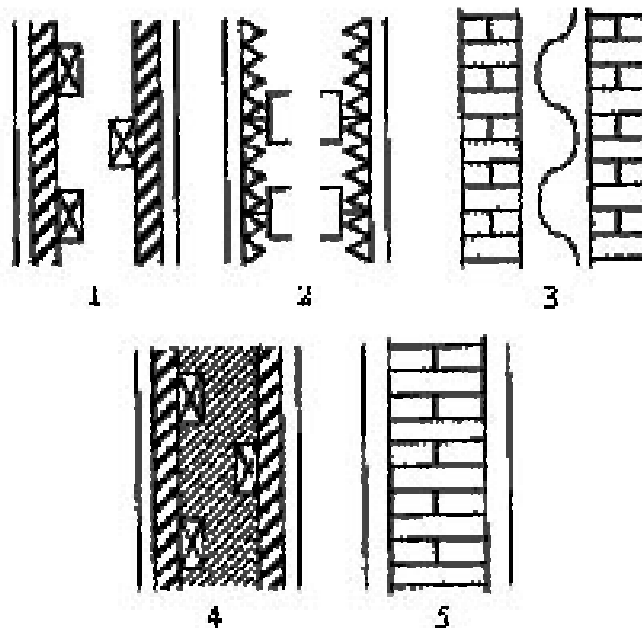


Fig. 161. Diferentes tipos de construcciones aislantes:

- 1.- Pared doble con yeso en ambas caras.
- 2.- Pared doble con relleno sobre metal.
- 3.- Dos paredes de bloques huecos con un relleno de material poroso.
- 4.- Pared doble de madera con capa de yeso, rellena con material poroso.
- 5.- Una pared de bloques con capa de yeso.



El hecho de que sea conveniente incluir un material poroso no rígido en la cámara de aire entre ambas paredes se debe a que se puede dar un tipo de acoplamiento entre capas contiguas de la pared doble debido a ondas estacionarias.

Cuando las ondas inciden perpendicularmente, puede aparecer un acoplamiento entre ambas capas cuando la distancia d de separación toma los valores de $\lambda/2$, λ , $3\lambda/2$, etc. (siendo λ la *longitud de onda en el aire*).

En el caso de incidencia oblicua de las ondas acústicas aparecen fenómenos análogos ya que este tipo de ondas excitan ondas estacionarias paralelas a la superficie de la pared cuyas frecuencias propias son más bajas. Estas resonancias son muy perjudiciales sobre todo cuando su efecto se suma con la coincidencia de la onda de flexión de las capas de la pared. Todo esto se puede evitar colocando material absorbente dentro de la cámara. Estos absorbentes deben colocarse siempre evitando uniones rígidas entre las dos capas. Es muy importante que el absorbente no toque la pared que queda expuesta al ruido, y a ser posible ninguna de las dos.

Las capas de una pared múltiple no deben tener ninguna unión rígida (a estas uniones se las denomina *puentes acústicos*) ya que provocan acoplamientos directos entre ambas capas, reduciéndose notablemente el aislamiento. En el caso de que estos puentes sean inevitables, deben ser relativamente blandos y ligeros para las paredes pesadas, y pesados para las paredes ligeras.

Si una de las hojas es relativamente pesada y la otra ligera, y se unen rígidamente, el aislamiento será mejor cuanto menor sea el número de ligazones, siendo la mejor ligazón por puntos que por líneas.

En las capas dispuestas horizontalmente, el mínimo número de puentes acústicos para sujeción se encuentra en oposición con la flexión que puede sufrir el elemento. En cualquier caso el número de puentes debe ser el mínimo posible.

La sistemática de cálculo a seguir para el aislamiento de paredes de dos capas es el siguiente:

- Para frecuencias inferiores a f_r , dada anteriormente, las dos hojas se comportan como un único elemento de masa $M = M_1 + M_2$.
- Para frecuencias superiores a f_{r1} (cuya longitud de onda sea doble de la distancia de separación de las capas), el aislamiento total será la suma de los aislamientos de las dos hojas, dado por:

$$R_T = R_{M_1} + R_{M_2} - 10 \log \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{4} \right) (dB)$$

Siendo:

R_T = aislamiento total.

R_{M1} , R_{M2} = aislamiento de cada elemento.



α = coeficiente de absorción con que se trata la cavidad de aire.

Para frecuencias comprendidas entre f_r y f_{r1} , el aislamiento viene dado por la expresión:

$$R_T = R_{M_1} + R_{M_2} + [10 \log d + 10 \log \alpha' + 10 \log (\frac{h+b}{h*b})] + 3(dB)$$

Donde:

d = distancia entre las capas, en m .

$\alpha' = k \cdot \alpha$, siendo:

$k = 0.1$ para $d = 0.1m$

$k = 0.2$ para $d = 0.2m$

$k = 0.5$ para $0.3 < d < 0.5m$

α = Coef. de absorción del material colocado entre las capas.

h, b = dimensiones del paramento a aislar, en m .

Todo el cálculo anterior debe hacerse en bandas de octava, calculando después el nivel global de ruido en el interior del local. El uso de material absorbente en la cavidad, si α' es muy pequeña porque el material tenga un coeficiente de absorción reducido o por una mala instalación del mismo, puede provocar una importante reducción en el aislamiento de la pared, por lo que se deben tomar todas las precauciones posibles para que esto no suceda.

Según lo visto hasta aquí, podría parecer que se puede aumentar el aislamiento todo lo que se desee. Esto no es así ya que los elementos adyacentes al de separación vibran también debido al campo acústico aéreo, transmitiendo sus vibraciones al elemento separador con lo que aparece la transmisión por caminos secundarios o indirectos.

Las paredes de tres o más capas sólo se usan en casos muy especiales de aislamiento, como cuando el peso del material debe reducirse.

Para obtener en paredes dobles un buen rendimiento acústico deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones:

- Que las masas por unidad de superficie de las dos paredes sean diferentes.
- Que las frecuencias críticas y de resonancia de los materiales sean diferentes.
- Evitar la unión rígida entre ambas paredes.
- Interponer material fibroso absorbente entre ambas.
- Interponer zapatas elásticas entre el suelo y los tabiques.



- Guarnecer las juntas entre los materiales.

2.40.8 Cortinas Acústicas.

Son un tipo de barrera acústica muy flexible que se sitúa alrededor de la fuente de ruido. Sus principales características son:

- Reducción de ruido: 6-15 dB (fácilmente) 25 dB máximo.
- Muy buena atenuación del ruido.
- Puede necesitar una ventanilla para tener mejor visibilidad y/o puertas para acceso.
- Tamaño mínimo Aprox. 2 metros de altura. Típicamente deben ser del doble de altura de la fuente de ruido.
- Acceso rápido a la maquinaria para operación y mantenimiento.
- Se instalan, cambian y modifican fácilmente.
- Pueden tener ventanas para mejor visibilidad.
- Lavables.
- Larga vida en condiciones industriales severas.
- Una alternativa económica a los paneles acústicos rígidos.

2.40.9 Aislamiento acústico de ventanas.

Las puertas y ventanas son en la mayoría de los casos los peores elementos de las paredes desde el punto de vista del aislamiento acústico, debido a que tienen un peso comparativamente bajo y en la mayoría de los casos el cierre no es hermético.

El factor más importante que influye en el aislamiento de ventanas es el espesor de los cristales. Experimentalmente se ha podido comprobar que el aislamiento acústico de ventanas con doble cristal de *3mm* es de *25* a *27dB*. Con vidrio de *6mm* el aislamiento aumenta a *32dB*.

El uso de relleno en los marcos de las ventanas aumenta el aislamiento sonoro en *6* ó *7 dB*. No es relevante el material del que se haga el relleno. También se ha podido comprobar experimentalmente que el método usado para fijar las hojas de cristal en los marcos y el amortiguamiento de los marcos de las ventanas entre el interior y el exterior no tienen apenas influencia sobre el aislamiento acústico de las ventanas.



Los valores del aislamiento proporcionado por las ventanas se deben determinar mediante ensayo. No obstante, y en ausencia de ensayo, el aislamiento se puede determinar mediante las ecuaciones dadas en Código Técnico de Edificación (CTE)

2.40.10 Aislamiento acústico de Puertas

Las observaciones hechas para las ventanas se pueden aplicar también en su mayoría para las puertas. El material que las forman, el método de construcción, la existencia de grietas alrededor de la puerta en el marco, todo ello influye en el mejor o peor aislamiento acústico que presenten. Simplemente solucionando las grietas del marco se puede llegar a mejorar el aislamiento hasta en 6 ó 7 dB.

Los valores del aislamiento proporcionado por las ventanas se deben determinar mediante ensayo. No obstante, y en ausencia de ensayo, el aislamiento se puede determinar mediante las ecuaciones dadas en Código Técnico de Edificación (CTE).

Un problema importante de los paramentos es el de las holguras y rendijas de las carpinterías que pueden causar disminuciones importantes en el aislamiento. Esto se puede evitar, al menos parcialmente, con bandas de estanqueidad y resaltes.

Cuando se emplean puertas dobles, si las dos puertas se separan mediante un corto pasaje, se mejorará el aislamiento al colocar un material absorbente acústico en las paredes, suelo y techo del pasaje. Para puertas dobles separadas como mínimo 7.5 cm, el aislamiento es mayor en 5 dB que el dado por la Ley de Masa para una masa igual al peso total de las dos puertas, debiéndose efectuar el sellado alrededor de las dos puertas de manera muy cuidadosa.

2.41 Secuencia para realizar un cerramiento acústico de un recinto

La secuencia lógica para diseñar un cerramiento contra ruido debe estar formada por los siguientes puntos de diseño y datos de partida:

1.-Datos de partida conocidos:

- Dimensiones del recinto.
- Formación de los paramentos (puertas, ventanas).
- Espectro previsto de ruido, o en su defecto, nivel de presión sonora total.
- Espectro sonoro del ruido máximo admisible al otro lado de cada paramento, o nivel de presión sonora global.



- Espectro de aislamiento acústico de cada superficie del recinto original, así como de las ventanas y puertas (en su defecto, las pérdidas por transmisión globales).

2.- Calcular el aislamiento global de cada paramento compuesto.

3.- Obtención del nivel de presión sonora resultante al otro lado de cada paramento y deducción de la necesidad o no de mejorar el aislamiento.

4.- Determinar los cambios necesarios en el espectro para reducir el ruido a un nivel aceptable, lo que nos orientará hacia la solución constructiva y/o los materiales más adecuados para resolver el problema.

5.- Decidir si se dispondrán paredes dobles (la inicial y otra suplementaria) u otra pared simple con mayor nivel de aislamiento acústico.

5.1.- Método de cálculo de aislamiento para paredes dobles, ó

5.2.- Determinación del aislamiento de la nueva pared simple.

6.- Selección de los materiales que formarán el nuevo paramento aislante.

7.- Cálculo del aislamiento global en la nueva situación para aquellos paramentos que tengan puertas o ventanas.

8.- Obtención del nuevo espectro de ruido atenuado al otro lado del nuevo paramento (o nivel de presión sonora) y aceptación o rechazo del diseño.

En caso de que el diseño realizado no sea satisfactorio, retomaremos el ciclo en el apartado 5) decidiendo el cambio de composición del paramento o de los materiales seleccionados.

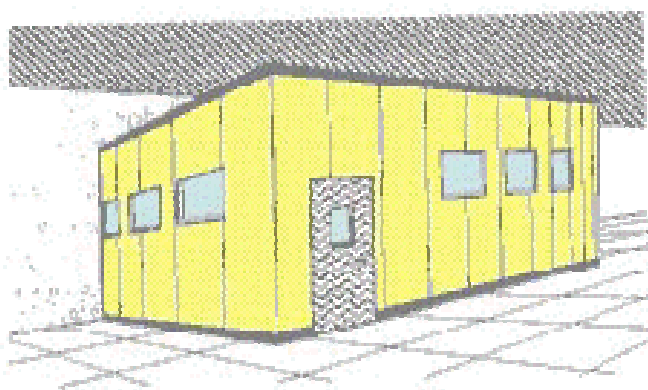


Fig. 162 Vista de un cerramiento.

Las pantallas o barreras se pueden considerar como un caso especial de las envolventes, pero dominando los espacios abiertos alrededor del foco de ruido. La pantalla se interpone entre la fuente de ruido y el receptor. Su efecto se basa en la difracción del sonido y pueden ser eficaces para sonidos en los



que dominen las altas frecuencias, pero no cuando lo hacen las bajas frecuencias.

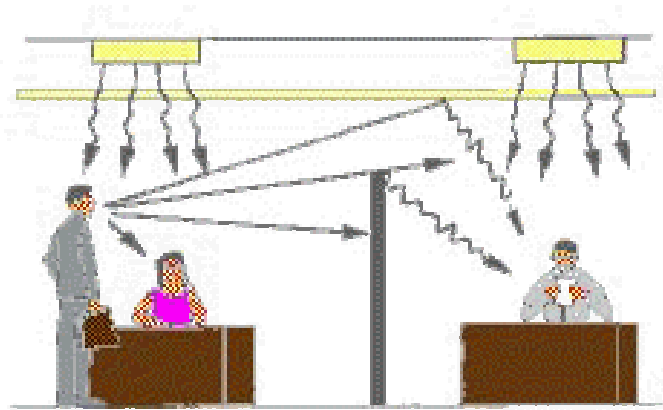


Fig. 163 Ejemplo de barreras en una oficina

De todos los sistemas expuestos, la solución más eficaz para reducir el ruido es aislar la fuente sonora mediante cerramientos estancos al ruido, aunque se pueden plantear problemas de temperatura y manejo que se deben resolver.



2.42 Revisión de las Técnicas actuales de protección y control del ruido.

Idealmente, el medio más eficaz de control del ruido es evitar desde el principio evitarla evitando que entre en la fábrica, buque, casa, etc., implantando un programa eficaz de “adquisición de productos sin ruido” para introducir en el lugar de trabajo bienes de equipo diseñados para producir un bajo nivel de ruido.

Para llevar a cabo un programa de este tipo, es preciso elaborar unas normas claras y bien redactadas que limiten las características de emisión de ruido de los nuevos equipos, instalaciones industriales y procesos de fabricación.

Uno de los ingredientes que no debe faltar en un buen programa de adquisición de equipos es la vigilancia y el mantenimiento de los mismos. Una vez instalados los equipos e identificado el exceso de ruido por mediciones del nivel sonoro, el problema del control del ruido presenta matices más complejos. Sin embargo, existen soluciones técnicas que pueden aplicarse a los equipos existentes. Además, suele haber más de una opción de control del ruido para cada problema. Por todo esto, para el responsable del programa de control, es importante determinar los medios de reducción del ruido más viables y económicos en cada situación concreta.

2.42.1 Importancia del control del ruido en el diseño de instalaciones industriales.

El uso de normas escritas para definir los requisitos de los bienes de equipo, su instalación y aceptación es una práctica normal en la actualidad. Una de las principales oportunidades que tiene el proyectista de una instalación industrial (o de un buque) en materia de control del ruido es influir en la elección, compra y distribución en la planta de nuevos equipos.

Si se redacta y administra correctamente, la implantación de un programa de “adquisición de productos con bajo nivel de potencia acústica emitida” puede resultar ser un medio eficaz de control del ruido.

Las tres directivas principales en las que se especifican requisitos sobre el ruido. Son las siguientes:

1. 89/392/CEE del Consejo, de 14 de junio de 1989, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre máquinas, modificada por la directiva 91/368/CEE del consejo del 20 de Junio de 1991 y la directiva 93/44/CEE del consejo del 14 de junio de 1993.
2. 89/106/CEE de 21 de diciembre de 1988 relativa a la aproximación de las disposiciones legales, reglamentarias y administrativas de los Estados miembros sobre los productos de construcción.
3. 89/686/CEE del Consejo, de 21 de diciembre de 1989, sobre aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros relativas a los equipos de protección individual, modificada por 93/95/CEE del Consejo de 29 de octubre de 1993.



La primera de ellas (89/392/CEE) se conoce comúnmente como “Directiva sobre máquinas”. Obliga a los fabricantes de bienes de equipo a incluir el control del ruido como parte esencial de la seguridad de las máquinas. Lo que se pretende en esencia es exigir que, para que un equipo o máquina pueda venderse dentro de la UE, ha de cumplir los requisitos esenciales relativos al ruido. En consecuencia, desde finales del decenio de 1980, los fabricantes interesados en vender en la UE han dado gran importancia al diseño de equipos con bajo nivel de emisión de potencia acústica.

El grado de éxito que puedan conseguir las empresas no europeas que intenten implantar un programa voluntario de “adquisición de productos etiquetados como de bajo ruido” (por llevar una etiqueta, en una zona visible, en la que aparece el Nivel de Potencia Acústica emitida L_W medido en cámara anecoica) dependerá en gran medida de la oportunidad y el compromiso sus direcciones.

El primer paso del programa es establecer criterios de ruido aceptables para la construcción de una nueva fábrica, la ampliación de las instalaciones existentes y la compra de nuevos equipos. Para que el programa sea eficaz, tanto el comprador como el vendedor deben considerar los límites de ruido especificados como un requisito absoluto. Si un producto no cumple otros parámetros de diseño, como el tamaño, el caudal, la presión, el aumento de temperatura admisible, etc., la dirección de la empresa lo considera inaceptable. Este mismo compromiso debe asumirse en relación con los niveles de ruido para que un programa de este tipo tenga éxito.

Por lo que se refiere al elemento de oportunidad ya mencionado, cuanto antes se tengan en cuenta los aspectos relativos al ruido en el proceso de diseño de un proyecto o en la compra de un equipo, mayores serán las probabilidades de éxito. En muchas situaciones, el proyectista de fábrica o el comprador pueden elegir entre varios tipos de equipos. El conocimiento de sus respectivas características de ruido le permitirá especificar los más silenciosos.

Además de la elección de los bienes de equipo, es esencial participar desde el principio en la distribución de éstos en la planta de fábrica. Reubicar equipos sobre el papel durante la fase de diseño de un proyecto es evidentemente mucho más fácil que moverlos después físicamente, sobre todo una vez que están en funcionamiento.

Una norma sencilla que debe cumplirse es mantener juntas las máquinas, los procesos y las áreas de trabajo que tengan un nivel de ruido aproximadamente igual; y separar las áreas más ruidosas de las más silenciosas por medio de zonas de interposición que tengan niveles de ruido intermedios. La validación de los criterios de ruido como requisito absoluto exige un esfuerzo de cooperación entre el personal de departamentos de la empresa tales como ingeniería, jurídico, compras, higiene industrial y medio ambiente.

Por ejemplo, los departamentos de higiene industrial, seguridad y/o personal pueden determinar los niveles aconsejables de ruido de los equipos, así como realizar estudios de control de ruido para calificar los equipos. Después,



los ingenieros de la empresa pueden redactar la especificación de compra y elegir equipos silenciosos. El personal de compras probablemente administrará el contrato y contará con la ayuda de los representantes de la asesoría jurídica para hacerlo cumplir. Todas las partes deben comenzar a implicarse en el momento de la concepción del proyecto y continuar con las solicitudes de financiación, planificación, diseño, oferta, instalación y puesta en servicio.

Ni el documento de especificaciones más minucioso y conciso tiene gran valor si el proveedor o fabricante no asume la responsabilidad de su cumplimiento. Es preciso utilizar un lenguaje contractual claro para definir los medios de determinar el cumplimiento. Deben consultarse y cumplirse los procedimientos de la empresa concebidos para imponer garantías. Puede ser aconsejable incluir cláusulas de penalización por incumplimiento.

Lo más importante de la estrategia de aplicación del contrato es que el comprador se comprometa a asegurarse del cumplimiento de los requisitos. La transigencia en los criterios de ruido a cambio de concesiones de coste, plazos de entrega, rendimiento o de otro tipo debe ser la excepción y no la norma.

2. 42.2 Conversión de los equipos existentes.

Antes de decidir lo que es preciso hacer, hay que identificar la causa origen del ruido. Para ello, es útil comprender cómo se genera éste. El ruido es creado en su mayor parte por impactos mecánicos, por la circulación de aire a gran velocidad, por la circulación de líquidos a gran velocidad, por las superficies vibratorias de una máquina y, con frecuencia, por el producto que se fabrica.

Esto último es lo que suele ocurrir en industrias de fabricación y transformación como la metálica, la fabricación de vidrio, la elaboración de alimentos, la minería, etc., en las que la interacción entre el producto y las máquinas produce la energía que crea el ruido.

2. 42.3 Identificación de la fuente de ruido.

Uno de los aspectos más difíciles del control del ruido es la identificación de la fuente. En un ambiente industrial típico suele haber varias máquinas en funcionamiento al mismo tiempo, con lo cual resulta difícil identificar la causa origen del ruido, sobre todo si se utiliza un sonómetro estándar. Éste indica un nivel de presión acústica en un punto específico, que muy probablemente es el resultado de más de una fuente de ruido.

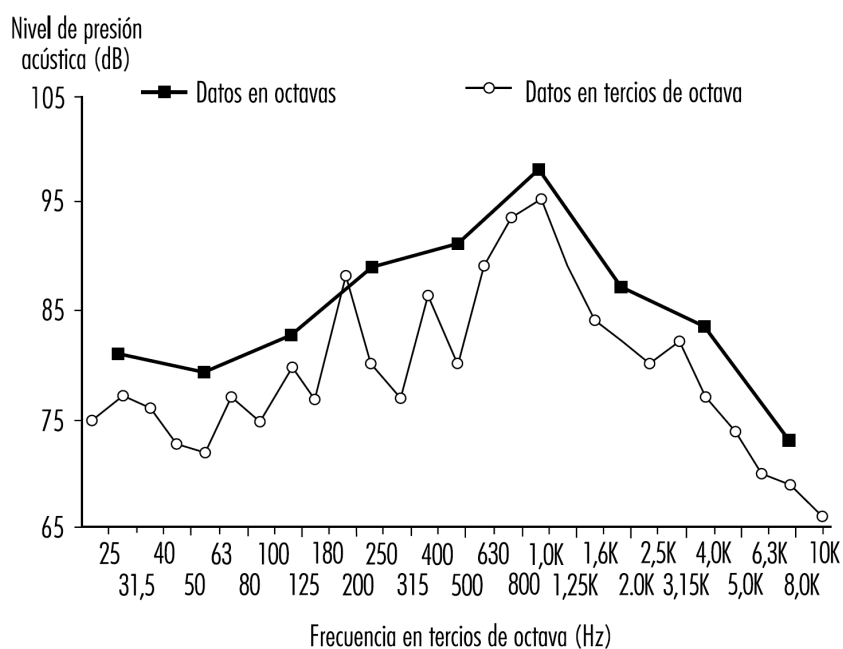
Por todo lo indicado anteriormente, el inspector tiene que emplear un enfoque sistemático que permita separar cada fuente de las demás y conocer su aportación relativa al nivel de presión acústica total.

Las técnicas siguientes pueden contribuir a identificar el origen o la fuente del ruido:



- Medir el espectro de frecuencias y representar los datos gráficamente.
- Medir el nivel sonoro, en dBA, en función del tiempo.
- Comparar los datos de frecuencias con equipos o líneas de producción similares.
- Aislar componentes con controles temporales o conectar y desconectar un equipo tras otro, siempre que sea posible.
- Con todas las máquinas apagadas se mide el nivel de presión acústica de fondo. Después se puede medir máquina a máquina y se restan los valores obtenidos. Este tipo de mediciones se puede realizar, repetidamente, con todas las máquinas.

Un método eficaz para localizar la fuente del ruido consiste en medir su espectro de frecuencias. Una vez medidos los datos, es muy útil representar gráficamente los resultados de modo que puedan visualizarse las características de dicha fuente. En la mayoría de los problemas de supresión del ruido, las mediciones pueden realizarse utilizando filtros de octava o de tercio de octava con el sonómetro. La ventaja de la medición a un tercio de octava es que proporciona información más detallada acerca de lo que emite un equipo concreto.



Todos los datos en banda de octava están trazados en la frecuencia central de la banda.

Fig. 164. Comparación entre datos de octavas y tercios de octavas para una misma medición

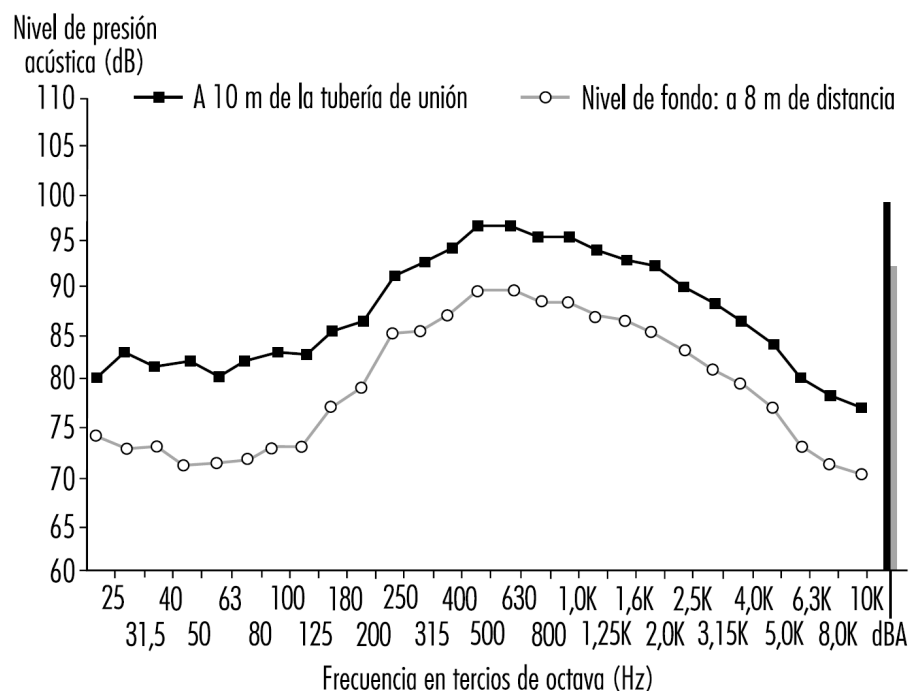
En la Fig. 164 anterior se presenta una comparación entre mediciones en octavas y tercios de octava realizadas cerca de una bomba de nueve pistones.

Tal como se puede observar, los datos en tercios de octava identifican claramente la frecuencia de bombeo y muchos de sus armónicos. Si sólo se utili-



zan datos en octavas, representados por la línea más densa y trazados para la frecuencia central de cada banda, resulta más difícil diagnosticar lo que ocurre dentro de la bomba.

Evidentemente, los datos en tercios de octava proporcionarán más datos útiles para identificar la causa de un ruido. Esta información es decisiva si el objetivo es controlar el ruido en origen. Si lo único que interesa es tratar la vía por la que se transmiten las ondas sonoras, entonces serán suficientes los datos en octavas a los efectos de elegir productos o materiales acústicamente apropiados.



A efectos de presentación se representan en el lado derecho, en forma de barras, los niveles de ruido ponderados A para cada medición.

Fig. 165. Comparación entre la tubería de unión y el nivel de fondo.

La figura anterior se presenta una comparación entre el espectro en tercios de octava medido a 1 m de la tubería de unión de un compresor refrigerador de líquido y el nivel de fondo medido aproximadamente a 8 m de distancia. Esta última posición representa el área general por la que circulan los empleados a través del recinto.

El cuarto de compresores no está ocupado habitualmente por trabajadores, salvo cuando hay operarios de mantenimiento reparando o revisando otros equipos en él. Además del compresor, hay otras máquinas grandes trabajando en esta zona.

Para ayudar en la identificación de las fuentes de ruido primarias, se midieron varios espectros de frecuencias cerca de cada uno de los equipos. Al com-



parar cada espectro con los datos del ruido en el pasillo, sólo la tubería de unión del compresor presentó un espectro de forma similar.

En consecuencia, puede llegarse a la conclusión de que ésta es la fuente de ruido principal que controla el nivel de ruido medido en el pasillo de los empleados. De modo que, tal como representa la figura, utilizando datos de frecuencias medidos cerca del equipo y comparando gráficamente cada fuente con los datos registrados en los puestos de trabajo de los empleados u otras áreas de interés, a menudo es posible identificar claramente las fuentes de ruido dominantes.

Cuando el nivel sonoro fluctúa, como ocurre con los equipos cíclicos, resulta útil medir la variación en el tiempo del nivel total de ruido con factor de ponderación A. Con este procedimiento es importante observar y documentar los eventos que se suceden a lo largo del tiempo.

La figura siguiente presenta el nivel de ruido medido en el puesto de trabajo del operario durante un ciclo completo de la máquina.

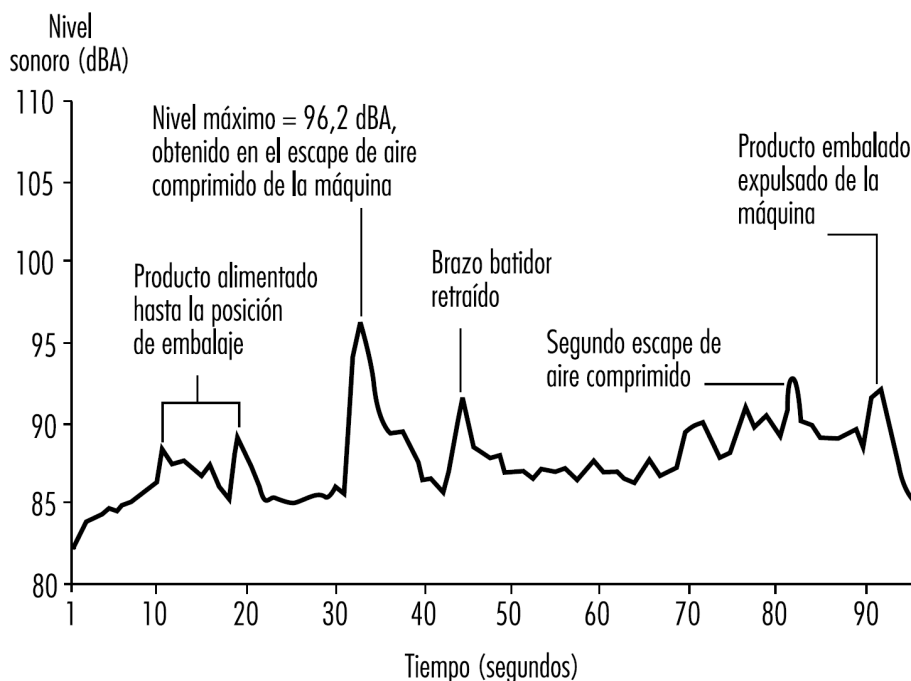


Fig. 166. Nivel de presión acústica en el puesto de un operario

El proceso ilustrado en esta figura representa el de una máquina de embalaje que tiene una duración aproximada del ciclo de 95 segundos. Tal como puede observarse, el nivel de ruido máximo de 96,2 dBA se produce durante el escape de aire comprimido a los 33 segundos del ciclo de máquina. Los demás sucesos importantes también están indicados en la figura, que permite identificar la fuente de ruido y la contribución relativa de cada actividad durante todo el ciclo de embalaje.

En ambientes industriales donde hay varias líneas de proceso con los mismos equipos, merece la pena tomarse la molestia de comparar los datos de frecuencias de equipos similares.

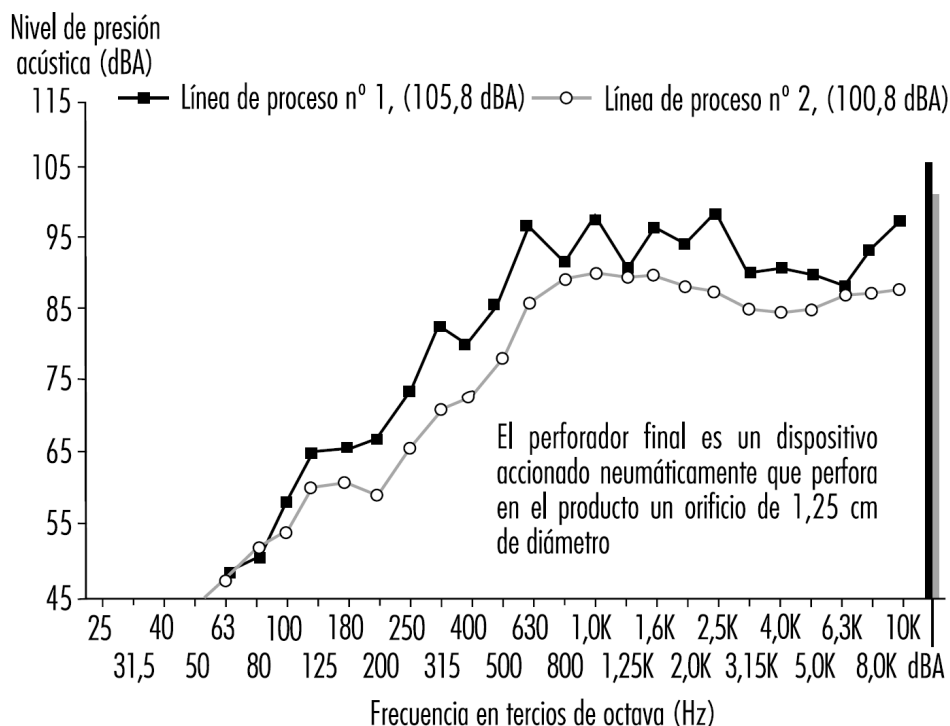


Fig. 167. Comparación de nivel de presión acústica de dos líneas de proceso similares.

La figura 167 anterior ilustra una comparación para dos líneas de proceso similares, que fabrican ambas el mismo producto y trabajan a la misma velocidad.

Parte del proceso supone el uso de un dispositivo accionado neumáticamente que perfora un orificio de media pulgada en el producto como fase final de su producción.

Un examen de esta figura revela claramente que la línea nº 1 tiene un nivel sonoro total 5 dB(A) superior al de la línea nº 2. Además, el espectro de la línea nº 1 contiene una frecuencia fundamental y muchos armónicos que no aparecen en el espectro de la línea nº 2.

En consecuencia, es necesario investigar la causa de estas diferencias. Si son significativas, suele ser una indicación de la necesidad de realizar tareas de mantenimiento, como ocurriría con el mecanismo final de perforación de la línea nº 2. Sin embargo, este problema de ruido en particular necesitará medidas de control adicional, ya que el nivel total de la línea nº 1 es relativamente alto.

En todo caso, el objetivo de esta técnica de inspección es identificar los diferentes problemas de ruido que pueden existir entre equipos y procesos similares que puedan solucionarse fácilmente con un mantenimiento eficaz u otros ajustes. Tal como ya se ha dicho, un sonómetro estándar indica un nivel sonoro que comprende la energía acústica de una o más fuentes de ruido. En condiciones óptimas de medición, lo mejor sería medir cada equipo con todos los demás fuera de servicio.



Aunque esta situación es la ideal, en raras ocasiones resulta posible interrumpir la fabricación para poder aislar una fuente de ruido. Para obviar esta limitación, suele ser eficaz utilizar medidas de control temporal con ciertas fuentes de ruido que permitan reducirlo en cierta medida a corto plazo para poder medir otra fuente.

Entre los materiales que pueden proporcionar una reducción temporal cabe citar:

- Los cerramientos de contrachapado.
- Las mantas acústicas.
- Los silenciadores.
- Las barreras acústicas.

A menudo, la aplicación permanente de estos materiales crea problemas a largo plazo, como pueden ser la intensificación del calor, dificultades de acceso para el operario o de circulación del producto, o costosas caídas de presión asociadas a unos silenciadores mal elegidos. Con todo, estos materiales pueden ser eficaces a corto plazo para aislar componentes individuales.

Otro método para aislar una máquina o componente concreto consiste en conectar y desconectar diferentes equipos o secciones de una línea de producción. Para realizar eficazmente este tipo de análisis de diagnóstico, el proceso debe poder funcionar con el equipo desconectado. Además, el proceso de fabricación no puede resultar afectado en modo alguno. En otro caso, la medición podría no ser representativa del nivel de ruido en condiciones normales.

Finalmente, todos los datos válidos pueden clasificarse por la magnitud del valor total en dBA a fin de establecer las prioridades de control técnico del ruido de los equipos.

2.42.4 Introducción sobre la selección de las opciones apropiadas de control del ruido.

Una vez identificada la causa o fuente del ruido y conocido cómo se radica a las áreas de trabajo, el paso siguiente consiste en elegir entre las opciones disponibles de control del ruido.

El modelo estándar utilizado para el control de casi todos los riesgos para la salud consiste en examinar las diversas opciones de control aplicadas en la fuente, en la vía de transmisión y en el receptor. En algunas situaciones, bastará con controlar uno de estos elementos. Sin embargo, en otras circunstancias puede ser necesario tratar más de un elemento para obtener un ambiente de ruido aceptable.



El primer paso del proceso de control del ruido debe ser intentar alguna forma de tratamiento la fuente. En efecto, la modificación de la fuente aborda la causa originaria de un problema de ruido, mientras que el control de la vía de transmisión del sonido con barreras y cerramientos sólo trata los síntomas del ruido.

Cuando existen varias fuentes de ruido en una máquina y el objetivo es el tratamiento en la fuente, será necesario estudiar todos los mecanismos generadores de ruido componente por componente.

En el caso del exceso de ruido generado por impactos mecánicos, entre las opciones de control a investigar cabría citar la adopción de métodos para:

- Reducir la fuerza impulsora.
- Reducirla distancia entre componentes.
- Equilibrar los equipos giratorios.
- Instalar aisladores de vibraciones.

Por lo que se refiere al ruido producido por la circulación de aire o líquidos a gran velocidad, la principal modificación consiste en reducir la velocidad del medio, suponiendo que esta opción sea factible. A veces, esa reducción se consigue aumentando la sección transversal de la tubería en cuestión.

Es preciso eliminar toda obstrucción de la tubería para conseguir un flujo aerodinámico, que a su vez reducirá las variaciones de presión y la turbulencia del medio transportado.

Finalmente, con la instalación de un silenciador puede conseguirse una reducción significativa del ruido total. Deberá consultarse con el fabricante del silenciador para elegir el dispositivo apropiado, en función de los parámetros de trabajo y de las restricciones establecidas por el comprador.

Si las superficies vibratorias de una máquina actúan como generadores de ruido aéreo, las opciones de control implican:

- La reducción de la fuerza impulsora asociada al ruido.
- La creación de secciones de menor tamaño a partir de grandes superficies.
- La perforación de la superficie.
- El aumento de la masa o la rigidez del sustrato.
- La aplicación de material amortiguador o dispositivos antivibratorios.



Por lo que se refiere al de aisladores y dispositivos antivibratorios deberá consultarse con el fabricante del producto para elegir tanto los materiales como los procedimientos de instalación apropiados.

Por último, en muchas industrias el propio producto fabricado suele ser eficaz radiador de ruido aéreo. En estas situaciones, es importante evaluar formas de fijar o sujetar mejor el producto durante la fabricación.

Otra medida de control del ruido a investigar sería la reducción de la fuerza de impacto entre la máquina y el producto, entre piezas del propio producto o entre productos distintos.

A menudo, no es viable remodelar procesos o equipos ni modificar las fuentes de ruido. Además, hay situaciones en las que es prácticamente imposible identificar la causa del ruido. En tales casos, la adopción de medidas de control para el tratamiento de la vía de transmisión del sonido sería un medio eficaz de reducción del nivel sonoro total.

Las dos medidas principales de supresión para los tratamientos de las vías de transmisión son los cerramientos acústicos y las barreras.

El desarrollo de cerramientos acústicos ha progresado mucho en el mercado actual. Varios fabricantes ofrecen recintos comerciales y especiales. Para conseguir el sistema apropiado, el comprador tiene que conocer información relativa al nivel de ruido total (y posiblemente datos de frecuencias), las dimensiones del equipo, el objetivo de reducción de ruido, las necesidades de circulación del producto y de acceso de los empleados y cualquier otra restricción de trabajo.

El proveedor podrá entonces utilizar dicha información para elegir un artículo de su almacén o fabricar un cerramiento a medida que satisfaga las necesidades existentes.

En muchos casos será más económico diseñar y construir un cerramiento que comprar uno comercial. Habrá que tener en cuenta muchos factores en el diseño del recinto si se quiere que sea satisfactorio tanto desde un punto de vista acústico como de producción. He aquí algunas directrices específicas para el diseño de cerramientos:

- Dimensiones del cerramiento. No existe una directriz crítica sobre el tamaño o las dimensiones de un cerramiento. El mejor criterio a seguir es *cuanto mayor, mejor*. Lo importante es que haya suficiente holgura para que el equipo pueda realizar todos los movimientos previstos sin tocar el cerramiento.

- Paredes del cerramiento. La reducción de ruido que se obtenga con un cerramiento dependerá de los materiales utilizados para construirlo y de lo hermético que sea. Para elegir los materiales apropiados para las paredes del recinto es conveniente atenerse a las siguientes normas empíricas (Moreland 1979):

Para un cerramiento sin absorción interna:



$$TL_{\text{reqd}} = NR + 20 \text{ dBA}$$

Con aproximadamente un 50 % de absorción interna:

$$TL_{\text{reqd}} = NR + 15 \text{ dBA}$$

Con un 100 % de absorción interna:

$$TL_{\text{reqd}} = NR + 10 \text{ dBA}.$$

En estas expresiones, TL_{reqd} es la pérdida por transmisión exigible al panel o pared del cerramiento, y NR es la reducción de ruido que se pretende conseguir para cumplir el objetivo de supresión.

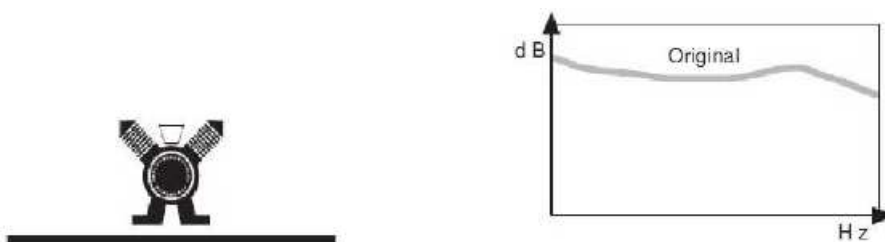


Fig. 168. Maquina o fuente de Ruido sin Tratamiento Acústico y su Espectro de Ruido

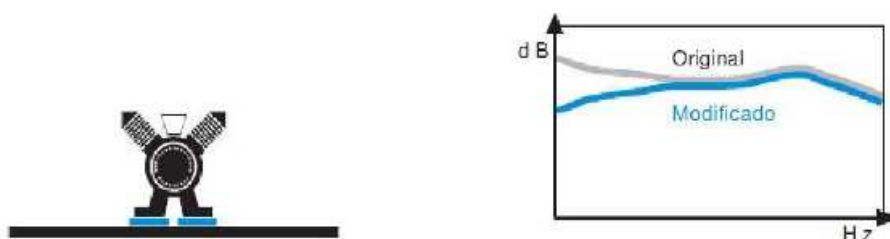


Fig. 169. El montaje de una maquina sobre goma o resortes reduce los ruidos en bajas frecuencias

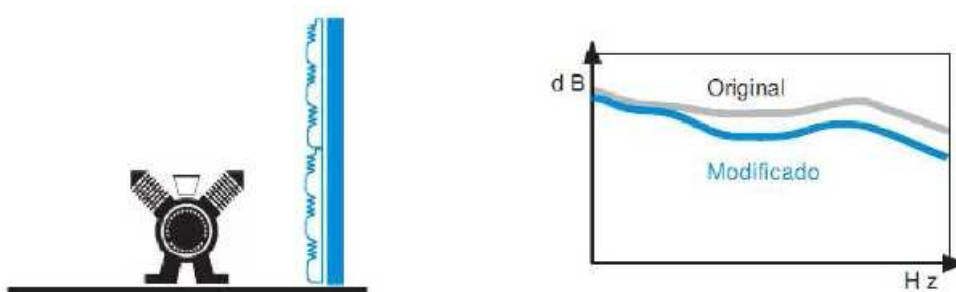


Fig. 170. Una Pantalla Acústica produce mejoras en frecuencias medias y agudas

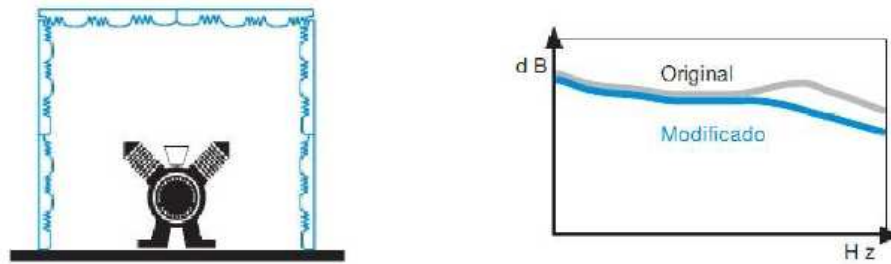


Fig. 171. El encerramiento con materiales livianos y porosos produce muy poca reducción

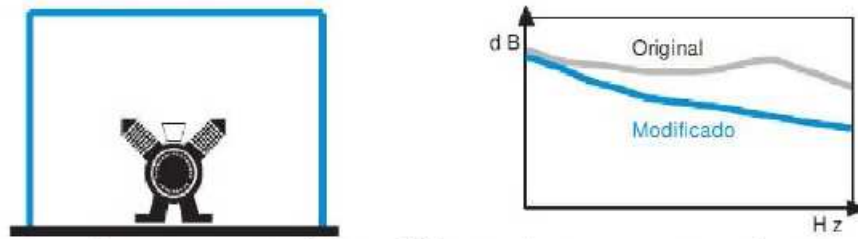


Fig. 172. El encerramiento con materiales sólidos o de gran peso producen un buen aislamiento Acústico

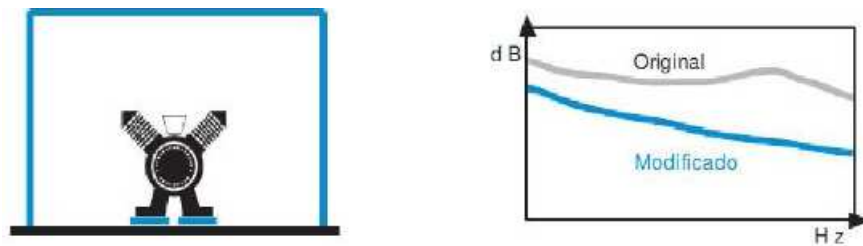


Fig. 173. El agregar un montaje antivibratorio complementa la reducción en bajas frecuencias

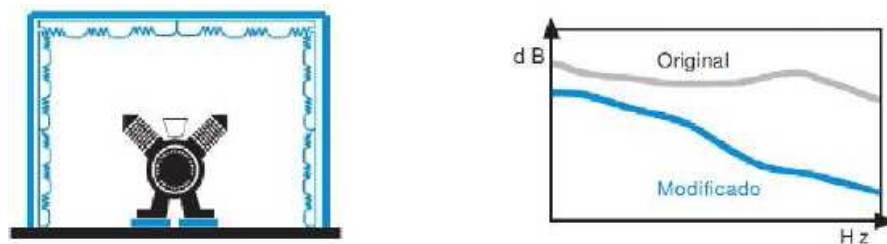


Fig. 174. El agregar absorción sonora en el interior de un encerramiento reduce aún más la reducción de Ruidos.
Esta es la solución más empleada en Control de Ruido.

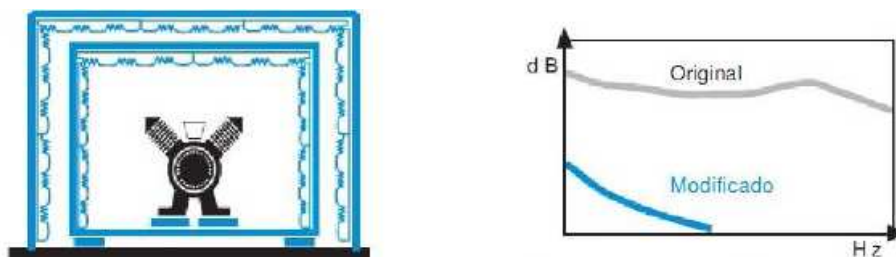


Fig.175. Una solución para superar grandes niveles de ruido es el doble cerramiento.

- **Juntas.** Para obtener la máxima eficiencia, todas las juntas de las paredes deben ser herméticas. Las aberturas alrededor de entradas de tubos, conexiones eléctricas, etc., deben quedar selladas con mastique no endurecible, como el sellador de silicona.

- **Absorción interna.** Para absorber y disipar la energía acústica, es conveniente forrar la superficie interna del recinto con un material acústicamente absorbente. Debe elegirse el material apropiado en función del espectro de frecuencias de la fuente de ruido. Los datos de absorción facilitados por el fabricante permiten elegir el material adecuado a dicha fuente.

Es importante que los factores de absorción máximos se adapten a las frecuencias de la fuente cuyos niveles de presión acústica sean más altos. El fabricante o vendedor del producto también puede colaborar en la elección del material más eficaz en función del espectro de frecuencias de la fuente.

- **Aislamiento del cerramiento.** Es importante que la estructura del cerramiento esté separada o aislada del equipo a fin de evitar que se transmitan vibraciones mecánicas al propio cerramiento.

Si alguna pieza de la máquina, como las entradas de tuberías, llega a entrar en contacto con el cerramiento, es importante incluir dispositivos aislantes antivibratorios en el punto de contacto para cortocircuitar cualquier posible vía de transmisión.

Finalmente, si la máquina hace que el suelo vibre, también deberá tratarse la base del cerramiento con material antivibratorio.

- **Previsión para la circulación del producto.** Al igual que ocurre gran con la mayoría de los equipos de producción, será necesario que el producto entre y salga del recinto. El uso de canales o túneles acústicamente tratados puede permitir la circulación del producto y proporcionar además absorción acústica.

Para minimizar la fuga de ruido, se recomienda que todas las vías de paso tengan el triple de longitud que el ancho interior de la mayor dimensión de la abertura del canal o túnel.

- **Previsión para el acceso de los trabajadores.** Pueden instalarse puertas y ventanas para dar acceso físico y visual al equipo. Es fundamental que todas



las ventanas tengan al menos las mismas pérdidas por transmisión que las paredes del recinto. Además, las puertas de acceso deben cerrar herméticamente por todos sus lados. Para impedir que el equipo funcione con las puertas abiertas, se recomienda incluir un sistema de enclavamiento que sólo permita el funcionamiento con las puertas totalmente cerradas.

- Ventilación del cerramiento. En muchos de estos cerramientos, el calor puede resultar excesivo. Para introducir aire fresco en el recinto, deberá instalarse un ventilador con una capacidad de 18 a 20 m³/m en el conducto de salida o descarga. Por último, los conductos de admisión y descarga deben tratarse acústicamente con material absorbente.

- Protección del material absorbente. Para evitar la contaminación del material absorbente, deberá aplicarse una barrera antisalpicaduras sobre el forro insonorizante, que deberá estar hecho de un material muy ligero. La capa absorbente deberá fijarse con metal expandido, chapa metálica perforada o tela metálica. El material de recubrimiento deberá tener al menos un 25 % de superficie abierta.

Un tratamiento alternativo de las vías de transmisión del sonido consiste en utilizar una barrera acústica que bloquee o proteja al receptor (el trabajador expuesto al ruido peligroso) de la vía sonora directa.

Una barrera acústica es un material con alta pérdida por transmisión, como un muro o tabique macizo, interpuesta entre la fuente de ruido y el receptor. Al bloquear la vía directa de la línea de visión de la fuente, la barrera hace que las ondas acústicas alcancen al receptor tras reflejarse en varias superficies de la sala y por difracción en los bordes de la barrera.

De este modo, se reduce el nivel de ruido total en el lugar ocupado por el receptor. La eficacia de una barrera depende de su ubicación con respecto a la fuente de ruido o a los receptores y de sus dimensiones totales.

Para reducir el ruido al mínimo posible, es preciso situar la barrera lo más cerca posible de la fuente o del receptor. Además, debe ser lo más alta y ancha posible.

Para bloquear eficazmente la vía de transmisión del sonido, es conveniente utilizar un material de alta densidad, del orden de 2 a 4 kg/m³.

Por último, la barrera no debe tener aberturas ni resquicios que puedan reducir su eficacia de manera significativa. Si es necesario incluir una ventanilla para obtener acceso visual al equipo, es importante que su coeficiente de transmisión del sonido sea al menos equivalente a la del material de la propia barrera.

Las Barreras están formadas por materiales no porosos, de alta densidad y comúnmente no fibrosos. El ruido es bloqueado, reflejado y dirigido hacia otro lado y los materiales que las forman se prueban y evalúan por su capacidad de reducir la transmisión del sonido.



Las barreras acústicas se utilizan principalmente para:

- En las áreas donde predomina el sonido de baja frecuencia, los absorbentes tienen eficiencia limitada.
- Entre 250 Hz y 750 Hz, las barreras pueden ser muy efectivas si la cubierta esta completamente cerrada.
- Las aperturas reducen significativamente la eficiencia de la barrera.

En las siguientes imágenes, representadas en la Fig.176, se explica gráficamente el efecto de materiales absorbentes en el techo (baffles acústicos) y la combinación de éstos con una barrera acústica:

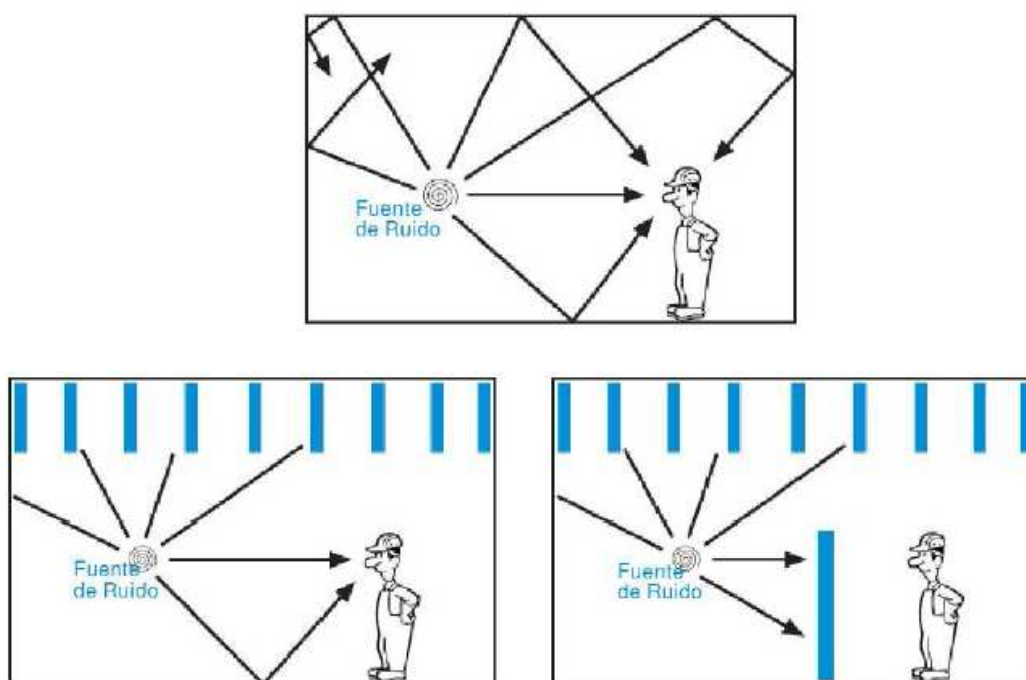


Fig. 176. Efecto (gráfico) sobre la aplicación de absorbentes acústicos tipo baffle colocado sobre el techo y barreras acústicas

Por último, se puede reducir la exposición de los trabajadores al ruido tratando el espacio o área en el que trabaje el empleado.

Esta opción es la más práctica para aquellas actividades laborales, como la inspección de productos o los puestos de vigilancia de equipos, en las que limitan los movimientos del empleado estás limitados a una zona relativamente pequeña.

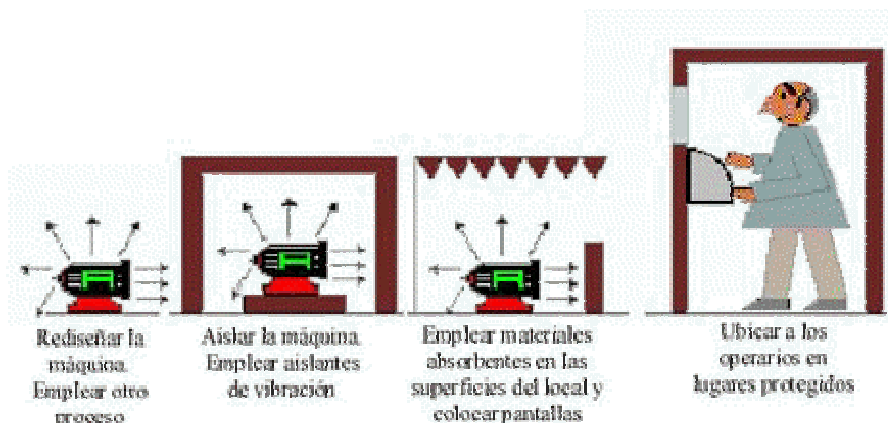


Fig. 177. Diferentes ejemplos de aislamiento acústico

En tales casos, se puede instalar una garita o cabina insonorizada para aislar al empleado y protegerle de los niveles de ruido excesivos.

La exposición diaria al ruido se reducirá en tanto en cuanto se pase una parte importante del turno laboral dentro de la cabina. Para construir una cabina de este tipo, es conveniente consultar las directrices anteriormente descritas referentes al diseño de cerramientos.

Como conclusión, la implantación de un programa eficaz de “adquisición de productos sin ruido” debe ser el paso inicial de un proceso total de control del ruido. Este enfoque está concebido para evitar la compra o instalación de equipos que puedan presentar problemas de ruido.

Sin embargo, en los casos en los que ya existen niveles de ruido excesivos, será necesario evaluar la opción más práctica de control técnico para cada fuente de ruido.

Al determinar la prioridad relativa y la urgencia de la implantación de medidas de control del ruido, será preciso considerar la exposición de los trabajadores, la ocupación del espacio y los niveles de ruido de toda la zona.

Obviamente, un aspecto importante del resultado deseado es que se consiga reducir al máximo la exposición del trabajador al ruido para la inversión económica realizada y que al mismo tiempo se ofrezca al trabajador el máximo grado de protección.

Para ilustrar esto con algún ejemplo de locales concretos, podemos referirnos a:

- **En restaurantes y cocinas:** no suele haber mucho problema en la zona de comedor, pero más en la de cocinas. El control más normal es el uso de techos acústicos convencionales como losetas acústicas, y las conducciones de ventilación y aire acondicionado conducidas, evitando retornos por falsos techos. Es aconsejable usar una capa de material aislante y material absorbente en el falso techo, normalmente adosado al forjado mediante sujeción o pegado.



- **En bares** puede ser bastante con lo dicho para los restaurantes, pero es aconsejable instalar un falso techo acústico aislante, sobre todo si no se usa techo absorbente decorativo tipo loseta acústica.

El falso techo acústico aislante debe montarse suspendido de forma no rígida con alambres o suspensores y rellenando la cámara de aire de fibra de vidrio o lana de roca. Este techo no debe perforarse, y la ventilación o climatización debe hacerse adosada a éste.

- **En pubs y salones recreativos**, donde los niveles de presión sonora suelen estar alrededor de los 90dBA , se debe actuar de forma más acentuada:

1.- Suspende con amortiguadores un falso techo aislante de peso superficial entre 8 y 15 kg/m^2 . La distancia entre ambos techos será función de la frecuencia de resonancia que se desee, aconsejándose entre 15 y 20cm .

2.- Rellenar el falso techo de material absorbente de entre 35 a 60kg/m^3 .

3.- Instalar debajo de este techo los conductos de ventilación y climatización, así como luminarias, etc.

4.- Terminar con el techo decorativo que fuese requerido por condicionantes estéticos.

- **En discotecas**, donde los niveles de ruido superan los 95 dBA y picos de $110\text{-}115\text{dBA}$, las instalaciones de techos aislantes tienen más difícil solución, sobre todo considerando que los máximos aparecen en bajas frecuencias (63 , 125 y 250Hz).

Normalmente suelen usarse varios techos acústicos contruidos a base de *sandwich* de altos índices de aislamiento acústico, con materiales absorbentes entre techos, y muy buena ejecución.

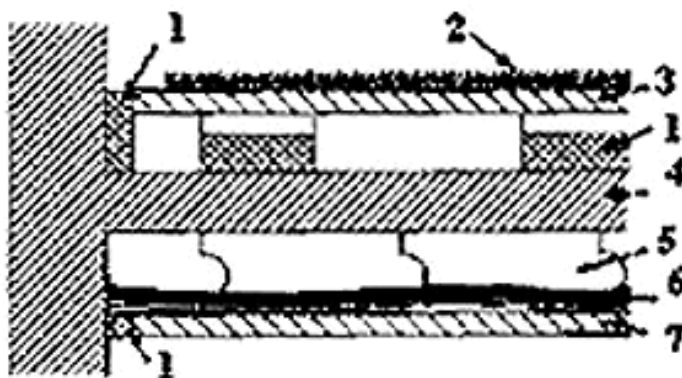


Fig. 178. Ejemplo de un sistema formado por un suelo y un techo suspendido.

1- Relleno elástico. 2- Alfombra. 3- Suelo flotante. 4- Suelo hormigón. 5- Resorte elástico.
6- Material poroso. 7- Techo suspendido.



2.42.5 Técnicas de control del ruido activo y pasivo

El control del ruido se refiere al conjunto de técnicas que, conjugando aspectos operacionales, económicos y técnicos, permiten obtener un ambiente aceptable de ruido para un receptor y un espacio determinado.

No se debe confundir control de ruido de un espacio con reducción de ruido del mismo, puesto que son cosas diferentes, donde no solo se involucran factores técnicos, sino también económicos, de seguridad y de confort.

Podemos realizar una clasificación de las técnicas de control como sigue:

2.42.5.1 Reducción del Ruido en la fuente:

Esta reducción la podemos lograr implementando acciones como:

- a) Reducción de la amplitud de vibración del foco original.
- b) Reducción de la amplitud de vibración de otros focos que entran en vibración debido a la vibración original.
- c) Cambios en el procedimiento operacional.
- d) La reducción de la amplitud de vibración del foco original puede lograrse aplicando soluciones como:
 - Reducción de impactos o impulsos.
 - Equilibrado de masas en movimiento (Máquinas rotativas).
 - Equilibrado de fuerzas magnéticas (Motores eléctricos, generadores).
 - Compensación dinámica, mediante los absorbentes dinámicos.
 - Aislamiento de vibraciones.
 - La reducción de la amplitud de vibración de otros focos puede se puede conseguir con:
 - o Alteración de la frecuencia natural de vibración de un elemento resonante.
 - o Disipación de la energía mediante la utilización de materiales amortiguantes.
- e) Proyectando la instalación adecuadamente:
 - Niveles sonoros existentes en cada zona.



- Niveles admisibles fijados.
- Análisis del ruido producido por la máquina.

f) Sustituyendo la maquinaria o proceso:

- Ventiladores.
- Destornilladores neumáticos.
- Expulsor neumático por un mecánico.

g) Modificación de la maquinaria o proceso:

- Uso de anclajes y uniones elásticas.
- Reducción de velocidad de las corrientes de aire

2.42.5.2 Control del Ruido en el medio transmisor:

Los diferentes tipos de medidas aplicables propuestos son:

- a) Adecuado emplazamiento de la fuente sonora, tal que al aire libre, la atenuación máxima se logrará aumentando en lo posible la distancia entre la fuente sonora y el receptor, y/u otras veces alterando la orientación relativa de la fuente y el receptor.
- b) Adecuada planificación de la construcción.
- c) Deflexión del medio. En transmisiones aéreas de ruidos, pueden ser efectivas barreras u obstáculos colocadas estratégicamente, estas barreras deben ser de mayor tamaño que la longitud de onda del ruido que va a ser desviado.
- d) Mediante técnicas de encerramientos pueden conseguirse atenuaciones considerables de ruido, siempre que el diseño sea adecuado alrededor bien de la fuente sonora o del receptor.
- e) Mediante técnicas de absorción. El uso de absorbentes acústicos colocados en techos, suelos y paredes puede conseguir importantes atenuaciones. En el caso de conductos ruidosos pueden emplearse forros absorbentes de ruido.
- f) Mediante uso de filtros y silenciadores acústicos.



2.42.5.3 Medidas protectoras contra el ruido en el receptor:

Implementando medidas como:

- a) Uso de equipos de protección individual.
- b) Información y formación al personal.
- c) Control administrativo de la exposición.

2.42.6 Procedimientos activos de Control de Ruido.

2.42.6.1 Sustitución de equipos o procesos.

La sustitución de equipos o procesos ruidosos por otros que generen menos ruido pero que mantengan o mejoren los requerimientos técnicos y económicos, no siempre es fácil, pero, de modo general cuando es posible, se consiguen buenos resultados cuando se sustituye:

- El remachado por la soldadura.
- Las prensas mecánicas por prensas hidráulicas.
- Los martillos neumáticos por los martillos de acción electromagnética.
- Las herramientas portátiles neumáticas (especialmente si no disponen de silenciosos en los escapes de aire) por las herramientas eléctricas.
- Los procedimientos de enderezado o conformado de perfiles metálicos por otros a base de gatos, prensas, etc.

2.42.6.2 Modificación de los procedimientos de trabajo.

Estos procedimientos se basan en la modificación parcial de los equipos o máquinas de modo que el ruido generado o estimado sea menor con métodos tales como:

- Sustituir expulsos neumáticos por otros mecánicos.
- Reducir en lo posible las velocidades de rotación.
- Sustituir ventiladores helicoidales por otros centrífugos.
- Sustituir engranajes rectos por otros helicoidales o bien ambos por correas trapezoidales.



- Introducir escalonamientos en las operaciones con útiles de trabajo.

2.42.6.3 Reducción de las fuerzas generadoras del ruido

Estos procedimientos consisten básicamente en la introducción de una serie de modificaciones o elementos que reduzcan las fuerzas generadoras del ruido, tales como:

- Equilibrando dinámicamente la maquinaria.
- Sustituyendo las piezas desgastadas.
- Engrasando y lubricando las partes móviles.
- Disminuyendo la superficie de radiación del ruido.
- Modificando la rigidez de las superficies radiadoras de ruido.
- Modificando la masa de los equipos.
- Incluyendo uniones y anclajes elásticos.
- Instalando elementos antivibratorios, etc.
- Interponiendo materiales amortiguadores entre superficies que chocan entre sí.
- Colocando silenciosos en escapes neumáticos y salidas de aire, etc.

2.42.7 Procedimientos pasivos de Control de Ruido.

2.42.7.1 Reducción del ruido en el medio de propagación.

Existen diversos procedimientos de control que tratan de atenuar los efectos del ruido sobre los receptores, modificando las condiciones de la transmisión y propagación de las ondas acústicas, entre los focos emisores y las personas:

- La disposición y planificación adecuada de los equipos ruidosos en una planta.
- El acondicionamiento acústico de las superficies límites interiores de los recintos donde se instalen equipos ruidosos.
- La instalación de cabinas, envolventes, barreras totales o parciales interpuestas entre los focos de ruido y los receptores.



- El tratamiento de las trayectorias de propagación del ruido y de las vibraciones por aislamiento de las máquinas y elementos.

2.42.8 Ejemplo de aplicación de técnicas de control de ruido aplicadas a un taller

Como hemos visto ya, cualquier problema de control de ruido puede describirse como un sistema con tres elementos: Origen, Medio de Transmisión y Receptor.

El Origen, o fuente del ruido, es la *parte del sistema en que se genera la vibración*. Puede ser un motor desequilibrado, una descarga de aire comprimido, un flujo turbulento de un fluido en una canalización, etc. En una máquina pueden existir varias fuentes de ruido que actúen simultáneamente o sucesivamente y que su acción sea continua o a impulsos.

La energía vibratoria generada en el Origen *se propaga a través* del Medio de Transmisión que pueden ser estructuras sólidas, o el aire. Las características del ruido dependen en gran manera del comportamiento de estos elementos en la transmisión, atenuación y radiación de ruido.

El Receptor es el tercer componente del sistema, *puede ser una persona, un instrumento, o un grupo social* que resulta perjudicado por la presencia de ruido.

Para proponer un ejemplo ilustrativo, consideremos un taller muy ruidoso, en el cual desarrollan su actividad un grupo de trabajadores que controlan el funcionamiento de varias máquinas de tipos distintos (un taller de mecanizado, o un taller de inyección de plásticos pueden ser un buen ejemplo).

Supongamos que se han hecho mediciones de la exposición de los trabajadores al ruido y como conclusión de los mismos se ha determinado que existe un riesgo de daño para la audición de los trabajadores.

Esta conclusión se basará en el análisis de los resultados de las mediciones de nivel de presión sonora, los tiempos de exposición diario de los trabajadores, las características del ruido y otros factores que puedan influir en la agresividad del ruido, integrados en algún criterio de valoración adecuado.

El objetivo y finalidad de estas técnicas de control de ruido es reducir el riesgo de daño a la audición hasta un valor aceptable al menor coste posible.

1) Análisis de la situación

Origen del ruido: No es suficiente con indicar que son las máquinas. Debe intentarse profundizar en la causa primera de la vibración, puede ser el desequilibrio del motor, o la descarga de aire comprimido de los sistemas neumáti-



cos de mando, o la vibración de la pieza por la acción de la herramienta de corte, o cualquier otra causa similar.

Medio de transmisión: La energía mecánica generada en cada punto de vibración puede seguir varios caminos antes de ser ruido en el receptor, en general, se pueden considerar tres vías:

a) Medio aéreo directo entre la fuente y el receptor.

b) Medio aéreo reflejado, es decir, las ondas sonoras aéreas alcanzan al receptor después de reflejarse en una o varias superficies sólidas.

c) Transmisión por vía sólida. Parte de la energía mecánica generada puede transmitirse, en forma de vibración de estructuras, a otros elementos sólidos que sean eficaces radiando sonido.

Receptor: En este caso, y en general, al hablar de ruido en industrias, el receptor es el hombre que desarrolla su actividad en el taller. Hay que considerar sus movimientos en el taller y los períodos de tiempo en cada zona del mismo para concretar cuáles son las zonas con mayor exposición.

2) Analisis de la contribución de cada componente al resultado final (para concluir cuál de ellos es preciso modificar para solucionar el problema) con las siguientes soluciones posibles:

a). Reemplazar alguna (o algunas) máquinas/s por menos ruidosas.

b). Modificar los mecanismos ruidosos de alguna (o algunas) máquina/s, por ejemplo, instalando silenciadores, poniendo fines de carrera amortiguados con caucho, cambiando los engranajes, etc.

c). Encerrar parte de la máquina/s con paneles aislantes.

d). Instalar unos paneles viscoelásticos en las planchas o estructuras de la máquina para amortiguar vibraciones.

e). Montar los elementos móviles (motor) sobre aisladores de vibración.

f). Montar toda la máquina sobre aisladores de vibración.

g). Encerrar toda la máquina con paneles aislantes.

h). Aplicar absorbentes acústicos en las paredes y/o techo del local.

i). Redistribuir la maquinaria en el local.

j). Instalar pantallas que aíslen las máquinas más ruidosas del resto.



k). Suministrar protectores personales a los trabajadores y establecer un programa de utilización.

l). Restringir los tiempos de permanencia de los trabajadores en el local. Este catálogo de posibles soluciones debe acompañarse de un estudio de su costo y sus resultados esperados, y no sólo para cada solución, sino para algún tipo de combinación entre ellas.

3) Reducción del ruido en la fuente.

Las primeras acciones a poner en marcha en primer lugar deben dirigirse a reducir el ruido en el mismo origen.

Como ya se ha indicado todo ruido tiene en su origen vibraciones de sólidos, líquidos o gases, las fuerzas que las originan pueden ser fluctuantes o impulsivas, por tanto, las soluciones deben buscarse reduciendo la magnitud de estas fuerzas o reduciendo la eficacia de radiación sonora de las superficies vibrantes.

4) Reducción de las fuerzas vibratorias.

En casi cualquier tipo de maquinaria existen este tipo de fuerzas debidas a los movimientos alternativos de alguna pieza o al desequilibrio de los ejes o elementos giratorios. Las acciones que pueden reducir estos fenómenos son:

- Reducción de la velocidad.
- Equilibrado dinámico de los rotores.
- Mantenimiento y sustitución de los elementos desgastados (rodamientos, engranajes, etc.).
- Lubricación adecuada en los puntos de fricción.
- Reducción de la magnitud de los impactos, haciendo funcionar a la máquina con menos esfuerzo durante más tiempo.

5) Reducción de la respuesta a las vibraciones.

Para que una vibración de un sólido se convierta en ruido aéreo es necesario que el elemento vibrante sea un radiador sonoro eficaz. Por tanto para reducir la emisión de ruido hay dos posibilidades: reducir la vibración o reducir la eficacia de radiación sonora.



Para reducir las vibraciones se utiliza la técnica del aislamiento de vibraciones instalando aislantes. Los aislantes de vibraciones existentes en el comercio están constituidos por materiales elásticos de todo tipo (desde corcho hasta muelles de acero, pasando por resinas sintéticas) y se presentan en casi todas las formas imaginables para poder cubrir casi cualquier necesidad, así pues, el problema es de elección del modelo más adecuado, en base a la carga que debe soportar, la frecuencia de la vibración y características de durabilidad y resistencia a los agentes externos que deba soportar.

Cualquier aislante reduce la transmisión de vibraciones, y la atenuación aumenta al aumentar la frecuencia de la vibración, pero esto sólo ocurre a valores de frecuencia superiores a un límite que viene definido por la rigidez del aislante y la carga que soporta. Por este motivo no se puede dar una cifra de reducción o atenuación de un aislador concreto, y la elección es un problema a estudiar en cada caso, pero siempre existe en el comercio el aislante adecuado para una aplicación dada.

Para reducir la respuesta sonora a una vibración la técnica consiste en la transformación de la energía mecánica de vibración en energía térmica por rozamiento viscoso, lo que se consigue aplicando sobre las superficies vibrantes materiales elásticos de elevada viscosidad (caucho, asfalto, etc.).

Estos materiales se suministran en forma líquida para aplicar sobre las superficies a modo de recubrimiento (pinturas insonorizantes) o bien en forma de láminas que se adhieren a la superficie por pegado.

Otro tratamiento posible para reducir la emisión sonora es disminuir la superficie: las planchas perforadas o rejillas emiten menos que la plancha continua a igualdad de vibración.

6) Reducción del ruido en el medio de transmisión.

Las posibilidades de reducir el ruido son de dos tipos:

- a) Reducir el ruido en el camino directo entre la fuente y el receptor.
- b) Reducir el ruido reflejado en los límites del local.

Reduciendo el ruido directo aislando el ruido aéreo interponiendo en el camino un obstáculo sólido que impida la progresión de la onda sonora, como cabinas de encerramiento de máquinas, cabinas para permanencia del personal y barreras acústicas. La eficacia de estos tratamientos está condicionada por tres factores:

- a) Características acústicas del material con que se construye la cabina o pantalla.



b) Ausencia de enlaces rígidos entre los elementos origen de ruido y la cabina o pantalla.

c) En el caso de cabinas, ausencia de orificios por los que se puedan producir "fugas de ruido".

Mientras que el primer aspecto es relativamente fácil solucionar adecuadamente, los otros dos exigen un diseño de instalación (cabina o barrera) o un mantenimiento muy cuidadoso para evitar las pérdidas de eficacia derivadas de un "puente acústico" (Vibración transmitida a la cabina por vía sólida) o una "fuga de ruido".

7) Reducción del ruido reflejado.

La técnica es la absorción del ruido aéreo cuando las ondas inciden sobre los límites del local, evitando así la reflexión de las mismas favoreciendo la colocación de materiales absorbentes de ruido (materiales de baja densidad y poros abiertos).

Su eficacia sólo se detecta cuando el ruido reflejado es importante y por tanto su aplicabilidad inmediata es en locales con gran densidad de máquinas o gran número de focos de ruido de poca intensidad.

Otra característica no despreciable de este tipo de tratamiento es que consiguen un ambiente acústico más "agradable", ya que al eliminar las reflexiones cada trabajador sólo oye el ruido de su máquina, quedando muy disminuidos los del resto de máquinas del local, y aunque en cuanto a riesgo de sordera la situación puede ser casi idéntica no ocurre lo mismo con otras consecuencias como puede ser la pérdida de atención que provoca la exposición al ruido.

8) Reducción del ruido en el receptor.

En el campo de la industria la reducción del ruido en el receptor significa el uso de protecciones individuales auditivas.

Desde un punto de vista de la planificación de la lucha contra el ruido, debe decirse que es una medida poco eficaz debido a la dificultad de su implantación.

Desde un punto de vista técnico los protectores individuales son eficaces, ya que reducen el ruido percibido por el trabajador de forma apreciable, pero la incomodidad que lleva implícito su uso hace que no sean bien admitidos por los trabajadores, y el hecho es que cuesta mucho esfuerzo conseguir que se utilicen de forma generalizada, y si no se utilizan son ineficaces.



Por ello, cuando frente a un problema de ruido, se plantea la solución de comprar protectores individuales y repartirlos como la más barata, se comete un error serio ya que el mero hecho de compartir y repartir no es solución del problema.

Es necesario establecer un plan de convencimiento del personal para que los utilice que debe incluir reglamentos de orden interno, cursos y charlas, vigiliancias, señalización de zona y un procedimiento de exigencia.

Si se incluyen estos aspectos en el cálculo del coste, es posible que la solución de la protección personal no sea más barata que otras posibles alteraciones a igualdad de eficacia.

2.42.9 Breve descripción sobre los principales EPI's utilizados para protección acústica.

No debo finalizar este ejercicio de la historia del arte en lo referente a ruidos y vibraciones sin, por lo menos, hacer referencia a los principales EPI's utilizados en la actualidad para atenuar la incidencia del ruido sobre el receptor. A saber:

a) Orejera.

Es un equipo de protección individual del oído que envuelve totalmente el pabellón auditivo. Consta fundamentalmente de:

- **Cascos:** Elementos que ajustan convenientemente a cada lado de la cabeza por medio de un material almohadillado, quedando el pabellón externo de los oídos en el interior de los mismos. Pueden llevar en su interior un material absorbente del sonido.

- **Sistema de sujeción:** Elemento que efectúa el ajuste de los dos cascos a la cabeza.

En función del tipo de sujeción que se utilice, se pueden definir dos subtipos de orejeras:

- 1) Orejera con sistema de fijación por arnés.**

- 2) Orejera acoplada a Casco de Seguridad.**

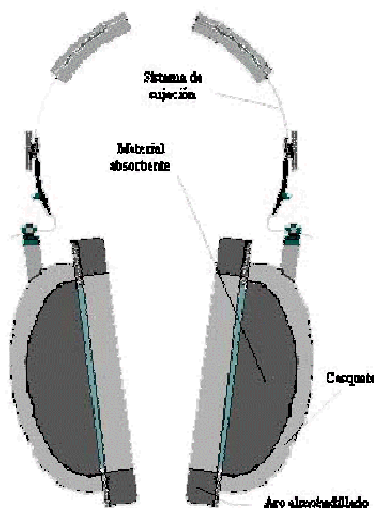


Fig. 179. Orejera

b) Tapón auditivo

Es un equipo de protección individual del oído que se utiliza inserto en el conducto auditivo externo o posicionado en la concha, obturando el canal auditivo externo.

En función de la naturaleza del material de que esté constituido el tapón, su forma de adaptarlo al conducto auditivo externo y su actuación frente a la onda acústica, se pueden definir los siguientes subtipos de tapones:

- **Tapón propiamente dicho:** Aunque se puede realizar con material que posea una cierta flexibilidad, sus medidas se ajustan a la del conducto auditivo externo.
- **Tapón adaptable:** Está realizado de materiales maleables o con posibilidad de sufrir un proceso de expansión una vez que se comprimen. Este es el caso de los tapones de cera, algodón, etc.
- **Válvula:** Tapón auditivo que evita la transmisión del sonido basándose en dos efectos. El primero de ellos es el producido por la actuación como un tapón propiamente dicho y el segundo es debido a la actuación como una válvula mecánica que actúa frente a niveles de ruido muy elevados y de características específicas. La efectividad de este equipo de protección individual del oído vendrá dada del efecto combinado de los dos anteriores.

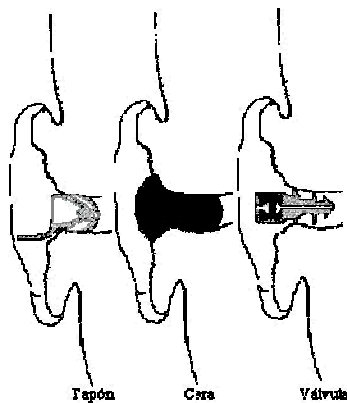


Fig. 180. Tapón auditivo

c) El casco antirruido.

Es un elemento de protección del oído que, actuando como protector auditivo, cubre parte de la cabeza además del pabellón externo del oído.

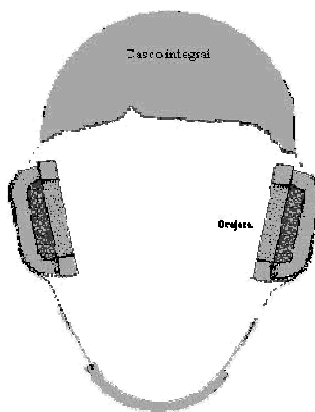


Fig. 181. Casco antirruido

d) La orejera con sistema de intercomunicación.

Es un elemento de protección del oído que posee las mismas características que el protector del oído tipo orejera, pero que lleva incorporado asimismo un sistema de intercomunicación. El sistema de intercomunicación ha de poseer unas características tales que la señal de la palabra que genere sea inteligible, y que el nivel de la señal acústica que emita no supere unos valores que puedan dañar el órgano del oído.

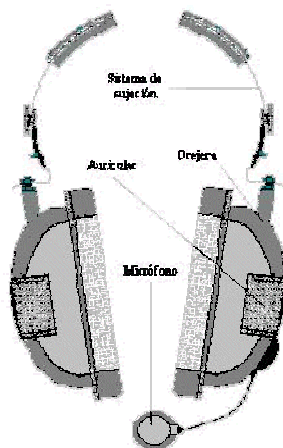


Fig. 182. Orejera con sistema de intercomunicación

e) El casco antirruído con sistema de intercomunicación.

Es un elemento de protección del oído que posee las mismas características del protector del oído tipo casco antirruído, pero que lleva incorporado, asimismo, un sistema de intercomunicación. El sistema de intercomunicación ha de poseer unas características tales que la señal de palabra que genere sea inteligible, y que el nivel de la señal acústica que emita no supere unos valores que puedan dañar el órgano del oído.

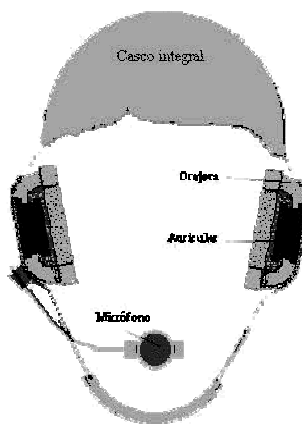


Fig. 183. Casco antirruído con sistema de intercomunicación

Cada uno de los tipos de protector auditivo tiene una determinada capacidad de evaluación determinada para cada frecuencia.

2.42.10 Criterios de elección de un protector auditivo.

La selección de un protector auditivo para un ruido determinado, viendo si produce la suficiente atenuación, se puede efectuar de varias formas:



a) Si disponemos del espectro de frecuencias del ruido por bandas de octava (lo más deseable es disponer de este espectro en cuanto al nivel diario equivalente):

- A partir del espectro, obtenemos los valores de los niveles ponderados A (sumando o restando la cantidad correspondiente a cada banda de octava).*
- Se obtiene el nivel global a que está expuesto el trabajador, como suma de todas las bandas del espectro ponderado A.*
- Se resta del espectro del ruido ponderado A, el correspondiente al material de protección, menos dos desviaciones típicas.*
- Se suman logarítmica o gráficamente los niveles por bandas de octava resultantes, obteniendo el nivel de ruido soportado con el uso de ese elemento de protección, pudiéndose obtener su factor de reducción para ese ruido como resta entre los niveles totales inicial y final.*

b) Si se desconoce el espectro de frecuencias por bandas de octava:

- Se determinan los niveles globales de ruido en dB(A) y dB(C).*
- Se restan dichos niveles (C-A).*
- Usando las curvas de atenuación práctica de los protectores concretos seleccionados, se pueden obtener los niveles de atenuación.*
- Restando este nivel de atenuación del nivel inicial de ruido que hubiese, se obtiene el nivel de ruido a soportar por el trabajador usando dicho protector.*

2.42.11 Normas y uso de mantenimiento de los EPI'S

Las normas sobre el uso y mantenimiento deben de recoger los siguientes puntos:

- Que la utilización de los protectores auditivos debe realizarse únicamente por la persona que los tiene asignados, a no ser que hayan sido previamente desinfectados y limpiados.*
- Cuando se utilice un protector auditivo tipo tapón, se ha de consultar previamente al usuario si ha tenido molestias auditivas, tales como irritación del canal auditivo, dolor de oídos o está bajo tratamiento por alguna enfermedad auditiva. Las personas con tales molestias, serán reconocidas por un médico que indique si pueden utilizar dichos equipos con seguridad.*
- El mantenimiento incluirá inspecciones para identificar los protectores auditivos que estén dañados o tengan pérdidas de eficacia, disponiendo su reparación o reemplazamiento, si fuera necesario.*



- Se dictarán unas reglas para la limpieza de los lugares de almacenamiento de los protectores reutilizables, cuando no se usan.
- El uso de los protectores auditivos deberá ser controlado por una persona responsable, que podrá en caso de anomalía, actuar en consecuencia.

Como norma general, aunque incluida dentro de este apartado, indicar que previamente a la implantación de una protección personal frente al ruido, las personas a utilizarla deberán recibir un "Cursillo de Formación" en el que se les explique de una forma objetiva y gráfica.

2.43 Importancia del aislamiento antivibratorio en la generación de ruido

Por su especial importancia e influencia en la generación y transmisión de ruido (y muy especialmente a bordo de un buque), quiero hacer una mención muy especial al fenómeno de las vibraciones, o mejor dicho, a las diferentes técnicas y materiales utilizados para atenuarlas y amortiguarlas.

A lo largo de estos últimos años, las técnicas de aislamiento en vibraciones han evolucionado paralelamente a las técnicas de instalación de aislamientos térmicos y acústicos de los diferentes equipos y máquinas, tanto en la industria terrestre como a bordo de un buque.

Hoy en día se ha demostrado que para definir un modelo de bienestar y confort ambiental es necesario el uso de otras variables como son la humedad relativa, velocidad del aire y pureza del mismo, temperatura radiante de máquinas y paredes, nivel de presión acústica, etc.; inclusive se define y es obligatorio tener en cuenta las características y el nivel de seguridad ofrecido por la vestimenta de los trabajadores y/o usuarios.

Por tanto llevar a cabo con éxito la implementación de cualquier sistema mecánico acorde al cumplimiento de estas variables derivará, obligatoriamente, adoptar medidas de aislamiento y control vibroacústico de los elementos mecánicos en régimen dinámico que lo compongan, ya que en caso contrario alteraran las condiciones ambientales de confort.

Ahora en la actualidad es muy habitual ver cualquier instalación mecánica, formada por elementos dinámicos que no contenga incorporado cualquier tipo de montaje antivibratorio en alguno de sus equipos, venga indicado ya desde proyecto o bien incluido como accesorio del propio fabricante de los equipos o adoptado bajo criterio del propio jefe técnico responsable de la instalación.

Por tanto podemos decir que en la actualidad las patologías derivan fundamentalmente de la adopción errónea o parcial de medidas de aislamiento y control vibroacústico que de una carencia total de las mismas.

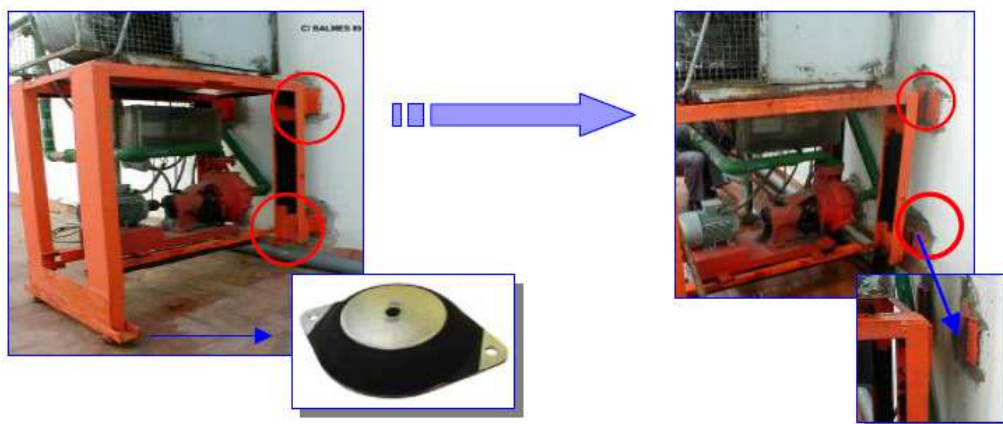


Fig. 184 Detalle de los anclajes de conexión antivibratorios de un ventilador centrífugo

Si como se ilustra en la figura anterior, si el ventilador centrífugo no tuviera dispuesto ningún montaje antivibratorio, se transmitiría a la pared una fuerte vibración que podría generar grietas u otros problemas. Ni que decir tiene la relación, tan directa entre la existencia de vibraciones y la generación de ruido (en este caso estructural).

Dicho esto, podemos sacar la conclusión de que el efecto común que producen las patologías vibroacústicas, que a continuación detallaremos es, precisamente en la reducción de el confort ambiental y ello conlleva a una merma de la calidad de vida del individuo, debido a la contaminación acústica generada por la adopción de medidas desafortunadas o bien parciales de aislamiento y control vibroacústico, más que a la carencia de las mismas.

Hoy en día se pone, continuamente, de manifiesto que si eliminamos la transmisión de vibraciones reduciremos las emisiones de ruido estructural. Ya no basta con colocar cualquier “goma” o cualquier elemento elástico, sino por el contrario debemos “aislar debidamente las vibraciones” es por ello necesario el conocimiento de las técnicas sobre aislamiento y control de vibraciones mecánicas que pueden posteriormente inducir emisión de ruido estructural, es decir hablamos de la “Vibroacústica”.

En el diseño de máquinas y mecanismos partimos de premisas inciertas en la realidad: Por un lado podemos decir que una máquina ideal no produce vibraciones puesto que toda la energía absorbida se empleará en el trabajo a realizar.

Por otro el movimiento se transmite desde el eslabón conductor al órgano de trabajo mediante mecanismos transmisores que en el estudio cinemático y dinámico los contemplamos como un conjunto de elementos y miembros rígidos e indeformables, enlazados entre sí.

Pero en realidad la transmisión de fuerzas y pares de unos mecanismos a otros generan perturbaciones dinámicas variables en el tiempo, debido por un lado a la propia inercia de los mismos y por otra a que en realidad todos los



cuerpos son elásticos y por tanto se deformarán en mayor o menor grado por dichas acciones, disipando parte de la energía motriz.

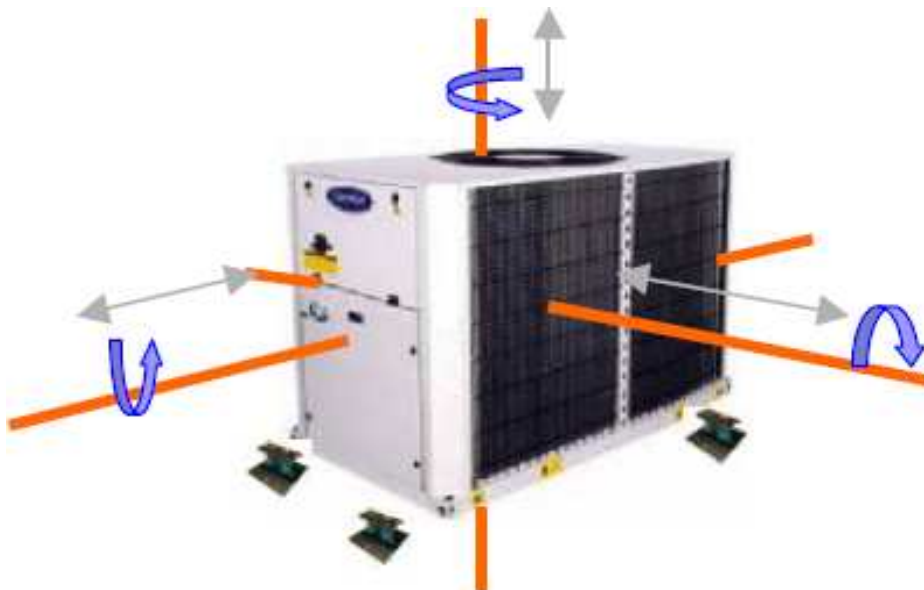


Fig. 185 Perturbaciones dinámicas sobre un equipo

Estas perturbaciones dinámicas como ya puede uno suponer son las VIBRACIONES, persistentes en el tiempo e IMPACTOS si son puntuales en un diferencial de tiempo.

Efectivamente todos los cuerpos son capaces de vibrar debido a que poseen inercia y flexibilidad, por ello al deformarse lo realizarán alrededor de su posición de equilibrio durante más o menos tiempo, dependiendo del amortiguamiento de los mismos.

En esta fase de amortiguamiento una parte se degradará en calor y otra se radiará en forma de sonido que en la gama audible generará “ruido” que al propagarse por superficies vibrantes dará lugar a un ruido estructural característico.

2.43.1 - Tipos de Fuerzas Perturbadoras

Las fuerzas que producen perturbadoras dinámicas en una máquina son muy diversas, como ejemplo podemos citar las siguientes:

- **Fuerzas de Impacto entre componentes**, asentamiento incorrecto de alguno de los apoyos de la máquina al suelo generando un golpeteo continuo, etc.

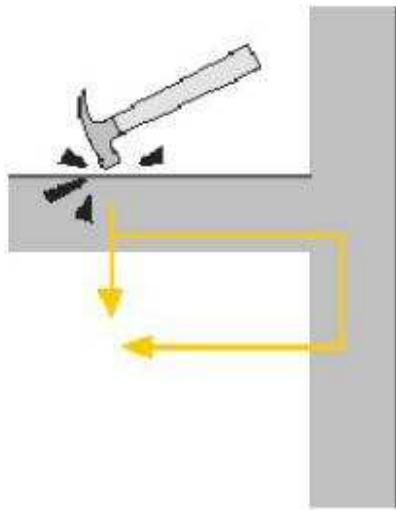


Fig. 186. Fuerza de impacto

- **Fuerzas de Rozamiento:** La mala lubricación, descentrajes o malos ajustes generan fricciones. En ocasiones las fricciones transitorias producen severas vibraciones que en la gama audible se manifiestan como “castañeteo” o “chirrido de frenos”.



Fig. 187. Fuerza de rozamiento

- **Fuerzas electromagnéticas** como los que generan los motores eléctricos o centrales transformadoras (fenómenos de magnetoestricción).

– **Fuerzas inestables de interacción mecánica**, como las que se producen entre engranajes cruzados o en rodamientos de bolas.

– **Fuerzas debido a la interacción fluido-estructura.** Cuando son fruto de la interacción de movimientos estructurales con fuerzas fluidas asociadas al



movimiento de fluidos a través de conductos no aislados con elementos antivibratorios a la estructura.



Fig. 188. Fuerza debido a la transmisión de fluidos

– **Fuerzas generadas por el proceso de envejecimiento como desalineaciones, desgastes etc.** No hay que olvidar por otro lado que a medida que la máquina funcione en el transcurso del tiempo se producirán otras fuerzas añadidas a las anteriores como: desequilibrios, desalineaciones, deformación de estructuras de máquinas por asentamiento en soportes con falta de planitud, aflojamiento de pernos y fijaciones, desgaste de componentes aumentando el juego de los ajuste existente entre ellos, falta de lubricación, exceso de holguras en rodamientos, etc.,-

Estas provocarán cambios en sus propiedades dinámicas, lo que denominamos habitualmente "proceso de envejecimiento".

Por tanto generalmente los niveles vibratorios aumentarán progresivamente, incluso pueden llegar de forma súbita con niveles muy elevados debido a la presencia de resonancias. Algunas veces fáciles de detectar por emitir sonidos característicos y muy familiares para el técnico como: castañeteos de rodamientos, chirridos, cabeceos, etc.

Si se establece un símil suponiendo que las fuerzas perturbadoras fuesen una patología de la máquina, su manifestación más inmediata sería la presencia de un incremento del nivel de vibración, equivalente a la subida de fiebre en una persona al haber contraído una enfermedad.

Dada esta situación es necesario aplicar técnicas adecuadas de control y aislamiento. Así los niveles vibratorios serán bajos en una máquina si partimos de un buen diseño y es por ello que el estudio elastodinámico de las mismas sea cada vez más importante ya que afecta tanto a su funcionalidad como a su integridad, durabilidad sin descuidar la seguridad y confort de sus usuarios.

2.43.1.1 Tipos de Fuerzas Perturbadoras a bordo de un buque

Como caso particular, y además de todos los tipos de fuerzas descritos en el punto anterior, el caso particular de los buques es mucho más complicado, pues, realmente son "hoteles" que transportan "industrias y/o tanques de almacenamiento de los productos más dispares" que se desplazan, a veces a importantes velocidades, por el mar. (Todo es susceptible de moverse y, por lo tanto de vibrar).



Las fuentes de excitación importantes en buques, generalmente son originadas por el sistema propulsor (propulsor, eje, motor principal).

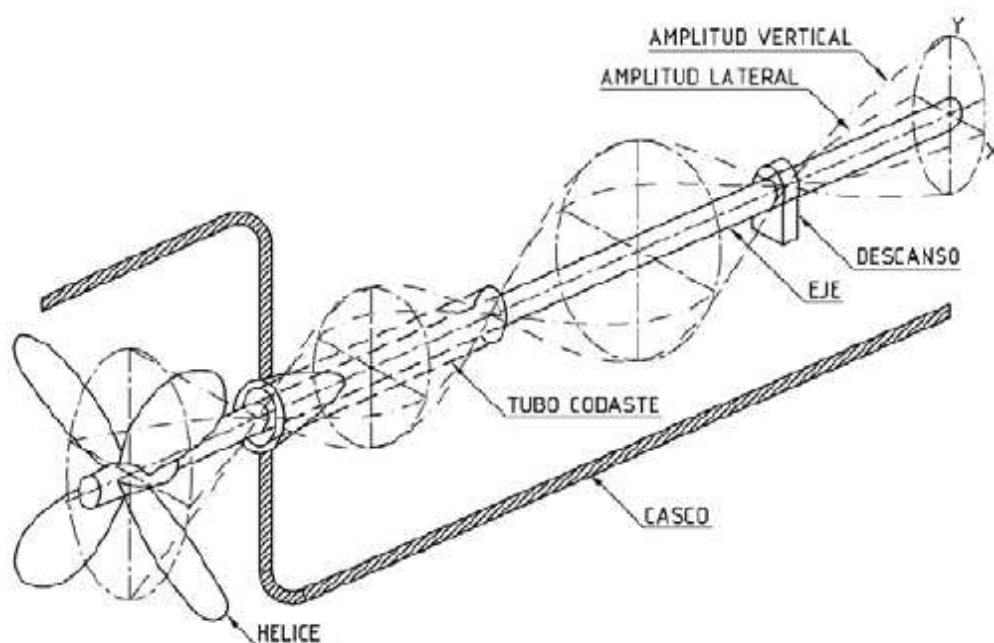


Fig. 189. Esquema línea de ejes de un buque

Las fuerzas de excitación en buques que producen vibraciones pueden ser resumidas en las siguientes fuentes:

2.43.1.1.1 Excitaciones originadas por la Hélice

La hélice es la principal fuente excitadora de vibraciones. Sus palas están constantemente atravesando un flujo no uniforme y las fuerzas que actúan en cada pala son variables.

Estas cargas variables son transmitidas a través del eje propulsor, distribuidas a la estructura del buque y a la sala de máquinas a través de los cojinetes de apoyo y el cojinete empuje conectado al reductor.

Las fluctuaciones de presión del agua son transmitidas al casco y producen flexión en los elementos estructurales, produciendo el fenómeno de las vibraciones.

La frecuencia y la magnitud de las fuerzas de excitación, son factores muy importantes en el análisis de vibraciones del casco producidas por la hélice. Estas dependen, principalmente, de los siguientes parámetros: Las características de la hélice, N° de palas, presencia de cavitación, campo de la estela, etc.



Las claras del propulsor es un factor muy importante para ser considerado por el proyectista. Éste se tiene que optar por una relación de compromiso, tanto del punto de vista de la propulsión como del punto de vista de las fuerzas de superficie de excitación.

Cuando se dejan grandes claras, implica una baja eficiencia del propulsor y pequeñas fuerzas de superficie. Por otro lado, claras muy pequeñas producen grandes presiones sobre el casco de popa, produciendo vibraciones excesivas.

Cuando está presente el fenómeno de la cavitación aparecen fuerzas de excitación mayores, debido al aumento de presión. La presencia de cavitación es muy grave desde el punto de vista de generación de vibraciones y ruido estructural.



Fig. 190. Hélice cavitando

2.43.1.1.2 Excitaciones originadas por el eje de cola y sus apoyos.

Esta fuerza depende básicamente del campo de estela del buque en el cual el propulsor trabaja, y es generada por las variaciones de empuje y arrastre que actúan sobre las palas del propulsor.

Debido al flujo no uniforme en la popa del buque, aparecen sobre las palas del propulsor una distribución de presión no simétrica, que da origen a momentos de flexión y torsión. El momento flector es transmitido para el casco vía tubo codaste, excitando el buque en sentido vertical y transversal.

El momento torsor, producido por el giro de la hélice, se transmite al eje propulsor generando una vibración torsional. Además, la variación del empuje por medio del eje propulsor, ocasiona vibraciones longitudinales.



Las frecuencias de las fuerzas excitadoras antes mencionadas son determinadas por el producto de la velocidad de rotación del eje propulsor y por el número de palas. Si la frecuencia de la fuerza de empuje del propulsor y la frecuencia de vibración del eje cigüeñal del motor principal, coinciden con algunas de las frecuencias naturales de vibración axial del sistema propulsor, se tendrá una resonancia.

Este fenómeno causará vibraciones excesivas perfectamente detectables en cubierta o en superestructura del buque, causando daños en los elementos mecánicos, estructurales y generando mucho ruido y vibración que rompería, sin duda, el confort acústico de las zonas afectadas.

De la misma forma, en el sistema propulsor podría existir resonancia, cuando una frecuencia de excitación del propulsor, coincide con alguna frecuencia natural de vibración torsional del eje.

Este fenómeno de resonancia en elementos principales del excitatrices del buque es muy difícil y costoso de corregir, con lo que es básico y vital diseñar bien e invertir los recursos necesarios que se requieran en definir y posicionar en el buque dichos elementos en la fase de diseño preliminar del mismo.

2.43.1.1.3 Excitaciones originadas por el Motor principal.

Las fuerzas de excitación producidas por el motor principal son generadas por la combustión de los gases en los cilindros y por los movimientos de las piezas con movimiento alternativo y rotativo. Estas fuerzas transmiten vibraciones a través de las fundaciones de los motores a la estructura del buque (superficies vibrantes) que darán lugar a un ruido estructural característico.

Los modos de vibración del motor dependen de si es de 2 o 4 tiempos, de su secuencia de encendido, de su configuración (cilindros en línea o en V) y del número de cilindros que posee.

Estas fuerzas generan las siguientes excitaciones al motor:

Sacudida: Causado por fuerzas verticales u horizontales que tienden a mover al motor hacia arriba y hacia abajo, o hacia los lados respectivamente. Esto se debe a fuerzas alternativas desequilibradas y a componentes verticales u horizontales de las fuerzas centrífugas.

Balanceo u Oscilación: Causado por fuerzas fluctuantes horizontales actuando por encima del centro de gravedad del motor, esto se debe a la variación en el componente horizontal de la reacción del pistón debido a cambios en la presión del gas, a las fuerzas de inercia y a la reacción de la carga.

Cabeceo: Causado por pares fluctuantes verticales que hacen que los extremos del motor se levante y caiga, esto es el resultado de un par desequilibrante.



Guiñada: Causado por pares fluctuantes horizontales que tienden a girar el motor en sentido trasversal o mover los extremos hacia la izquierda y a la derecha, esto ocurre principalmente como resultado de un par desequilibrado producido por componentes horizontales de las fuerzas centrífugas en un motor vertical y por componentes horizontales de las fuerzas en motores en V.

Torsional: Causado reacciones de troqué fluctuante que tienden a torcer el cigüeñal. Para prevenir la resonancia de estas vibraciones, la armazón del motor se hace tan rígida como sea posible para aumentar su frecuencia natural de vibración.

2.43.1.1.4 Excitaciones originadas por el Motores auxiliares.

Las fuerzas generadoras de vibraciones de los motores auxiliares, generalmente, no causan problema de vibraciones de estructura del buque, solo producen vibraciones locales en la sala de máquinas. Cuando existe este problema de vibración estructural, son utilizados apoyos elásticos.

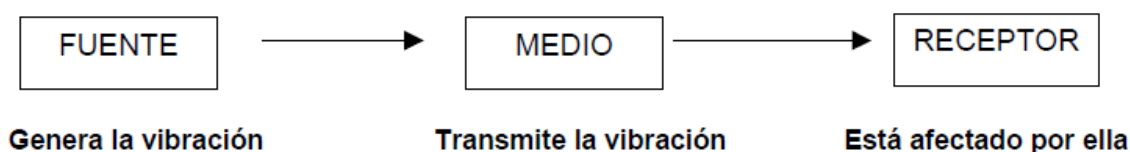
2.43.2 Estrategias para realizar aislamiento de vibraciones.

Las técnicas de aislamiento de vibraciones se basan en realizar uniones elásticas entre las máquinas y cualquier componente de la instalación al forjado del edificio o a la estructura de un buque; con la particularidad de que la rigidez y masa de estos elementos elásticos antivibratorios, sean completamente diferentes de los que posee la instalación en general y la estructura de apoyo.

El cálculo y selección adecuado del montaje antivibratorio podrá conseguir que la discontinuidad creada sea más o menos grande en función de la efectividad de degradación por fenómenos de disipación de la energía vibratoria incidente o bien por interposición de las fuerzas periódicas perturbadoras a partir de sistemas de almacenamiento de energía, que la retornará a su origen.

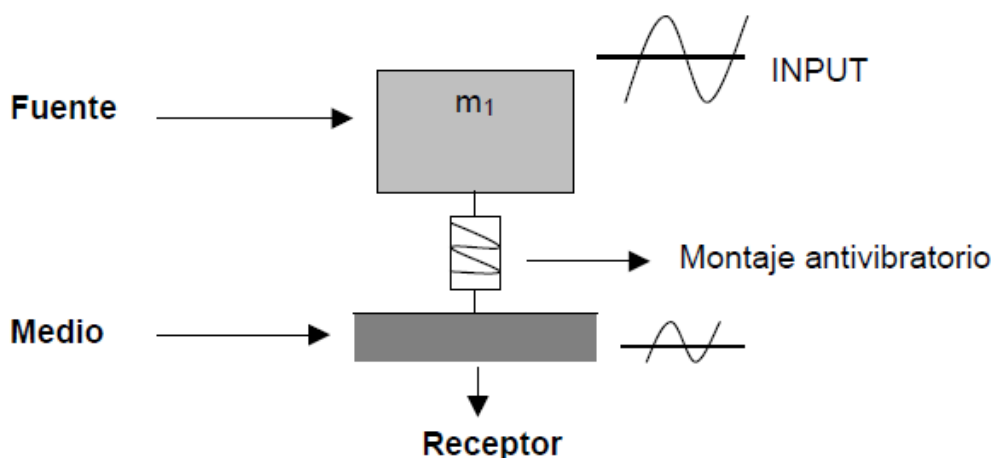
Ello implica un cambio de visión hiperestático que contempla nudos fuertemente rígidos por estructuras isostáticas elásticamente independientes. Debemos acostumbrarnos a ver y comprobar como por ejemplo una planta enfriadora o bomba de calor se balancea al ser empujada por nosotros para así constatar que la actuación es correcta.

Resulta útil contemplar un problema de transmisión de vibraciones en términos de los tres elementos que intervienen en la emisión de una señal tal como se muestra esquemáticamente:





Esto adaptado al modelo mecánico masa-muelle sería:



Interacción entre Fuente y Medio

La máquina es la fuente generadora de las vibraciones, que está unida al suelo o la estructura soporte, mediante elementos de fijación o apoyos por tanto para maximizar la eficacia del aislamiento vibratorio debemos siempre actuar lo mas cercano posible a dicha fuente sin olvidar que están intercomunicadas por prolongados ramales de tuberías que de igual modo deben aislarse puesto que son fuente secundaria de transmisión.

De esto se deduce que es desacertado plantearse únicamente en el diseño de una instalación la tendencia de buscar únicamente la máquina con los niveles de potencia sonora y vibratoria más bajos, descuidando diseñar el emplazamiento adecuado para evitar transmisiones indeseables.

Es preciso saber conjugar estos dos elementos a priori puesto que realizar medidas correctoras posteriores supone en muchos casos no obtener los resultados acordes a las expectativas esperadas, además de haber ocasionado un coste muchísimo más elevado que de haberlo previsto correctamente.

Interacción entre Medio y Receptor

Cuando más alejado coloquemos el receptor, el camino de transmisión se extiende más desde la fuente y así favoreceremos la “dispersión” de la energía vibratoria y por tanto lo alcanzará con menos energía.

Por ello conviene colocar las máquinas alejadas de zonas potencialmente críticas (receptor) para conseguir mayor atenuación natural de la vibración.

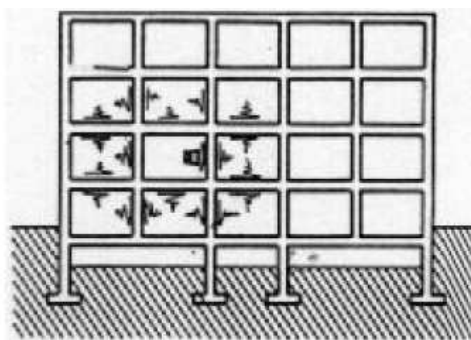
Pero además la estructura de un local, sala de máquinas o edificio no suele ser homogénea y por tanto pueden aparecer fenómenos de resonancia estructural con algún modo de vibración.



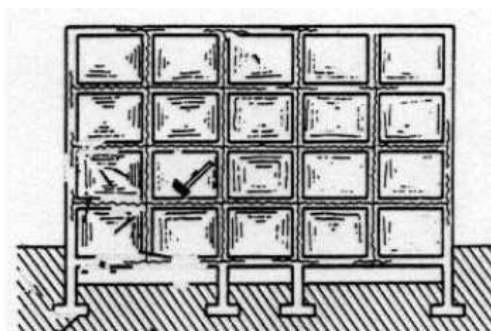
Esto depende principalmente de la manera en que las estructuras se hallen ancladas en sus extremos, ya sea simplemente apoyadas, empotradas o con ambos tipos de anclaje.

2.43.3 Diferencias entre ruido aéreo y estructural.

La transmisión de vibraciones se manifiesta claramente en forma de ruido estructural que se transmite a través de todos los paramentos horizontales y verticales de una estructura. Por tanto el sonido, al viajar a través de la vía sólida, se encontrará con la más variada tipología de materiales constructivos de naturaleza y características muy heterogéneas de manera que se propagará de forma notablemente distinta según en que medio se encuentre y ello hará muy difícil predecir su comportamiento.



Dibujo: Ruido aéreo. C. M. Harris



Dibujo: Ruido estructural C. M. Harris

Fig. 191. Transmisión de ruido aéreo y ruido estructural

En cambio, cuando este mismo sonido cambie del medio sólido al aéreo, se transmitirá más lentamente pero con la notable diferencia de que en éste podrá propagarse uniforme y omnidireccionalmente por ser totalmente homogéneo. Las únicas pequeñas variaciones que presenta la propagación del sonido en el aire son debidas al cambio de la humedad y el gradiente de temperatura ambiental. Por tanto se puede predecir su comportamiento a partir de las leyes de propagación del sonido en el aire.

Por establecer un ejemplo, cuando damos un fuerte martillazo en el suelo de un edificio lo podrán sentir casi todos los vecinos del mismo. En cambio cuando subimos el volumen del televisor quienes se verán más afectados son los vecinos de al lado.

Como se observa en el cuadro adjunto, puede observarse la notable diferencia entre la velocidad de propagación del sonido en el acero frente a la del aire. Esta gran diferencia de velocidad del sonido en diferentes medios determina la mayor o menor capacidad de transmisión del ruido de cada medio.



MATERIAL	VELOCIDAD DEL SONIDO en m/s
Acero	5.010
Vidrio	5.000
Cobre	3.500
Hormigón	3.100
Ladrillo	2.500
Madera	1.500
Plomo	1.320
Aire (condiciones Normales)	340
Caucho 70° ShA	230
Caucho 60°ShA	100
Caucho 50°ShA	64
Caucho 40°ShA	50
Caucho 30°ShA	35

Tabla 38. Velocidades del sonido en diferentes medios

Las diferencias fundamentales del ruido estructural originado por vibraciones frente al ruido aéreo son básicamente:

- Su propagación es más rápida y puede llegar a mayor distancia.
- Las vibraciones generan ondas de flexión que son más complejas que las ondas de presión del sonido en el aire. Se caracterizan por propagarse proporcionalmente con la raíz cuadrada de la frecuencia, así a altas frecuencias la velocidad es mayor que en bajas frecuencias y es por ello que sentimos antes las primeras.
- Su espectro muestra que es rico en bajas frecuencias y además son ondas más complejas que las ondas longitudinales o de presión, por tanto las técnicas de aislamiento acústico basado en la ley de masas es poco efectiva y se han de tratar técnicas específicas al respecto.
- Consecuencia del punto anterior los ruidos estructurales dan la sensación de ruido envolvente y los ruidos aéreos, al ser más ricos en medias y altas frecuencias, son más direccionales (se focalizan en una dirección determinada) por poseer longitudes de onda más pequeñas.
- Su respuesta no es uniforme en todas sus direcciones como en el caso del medio aéreo. El medio sólido posee unas fuerzas de cohesión a nivel molecular más fuertes que las de cualquier gas, con la particularidad que pueden ser mayores o menores según en que sentido de su cadena molecular sean más intensas, por ello su respuesta frente a la propagación de las vibraciones mecánicas no es igual.

Por ello el tratamiento de las vibraciones en una instalación es prioritario frente a tratamientos acústicos y más dependiendo de si la ubicación de la ins-



talación está cercana a zonas críticas de la estructura (Sea un local, un edificio, un rack de tuberías, un buque, una planta industrial, etc.).

2.43.4 Técnicas de Aislamiento de Vibraciones.

El tipo de técnica más comúnmente utilizada y extendida para aislar la transmisión de las vibraciones en las instalaciones de maquinaria es el aislamiento por discontinuidad.

Se basa sencillamente en realizar toda unión de las máquinas y cualquier componente de la instalación a la estructura principal, interponiendo un elemento de rigidez y masa completamente diferente de los que posee la instalación en general y la estructura de apoyo (montaje antivibratorio).

Puesto que las impedancias mecánicas son muy diferentes, se producen fenómenos de disipación de energía por reflexión y fricción provocando que se produzca una atenuación de la energía transmitida al entorno. Como se observa en el cuadro adjunto la impedancia específica del acero es de 1000 veces más grande que la del caucho de inferior dureza. Si lo tratásemos en dB diríamos que el acero tiene un nivel de 30,5 dB más, respecto al caucho más blando.

MATERIAL	Impedancia acústica específica (ρc) en gr/cm^2 (Ω acústicos)
Hierro forjado	400×10^4
Acero	391×10^4
Hierro fundido	270×10^4
Cinc	240×10^4
Granito	162×10^4
Plomo	150×10^4
Vidrio	140×10^4
Hormigón	$100-81 \times 10^4$
Marmol	99×10^4
Madera(cedro)	20×10^4
Agua	14×10^4
Corcho-caucho	$1,2 \times 10^4$
Caucho 70 °ShA	$2,87 \times 10^4$
Corcho-caucho	$1,2 \times 10^4$
Caucho 60 °ShA	$1,18 \times 10^4$
Caucho 50 °ShA	$0,71 \times 10^4$
Caucho 40 °ShA	$0,53 \times 10^4$
Caucho 30 °ShA	$0,35 \times 10^4$

Tabla 39. Impedancia acústica específica d diferentes materiales

En pocas palabras, se trata de realizar uniones elásticas para desolarizar todo equipo de la estructura principal que lo soporta. Realmente es un cambio del enfoque hiperestático al isostático, tanto en el proyecto de la instalación



como en la concepción arquitectónica de las estructuras primarias que van a soportar la maquinaria y de los espacios habilitados para sus equipamientos e instalaciones.

2.43.5 Determinación de la eficacia del aislamiento antivibratorio.

El montaje elástico de una máquina de masa m_1 puede ser representado según el esquema siguiente:

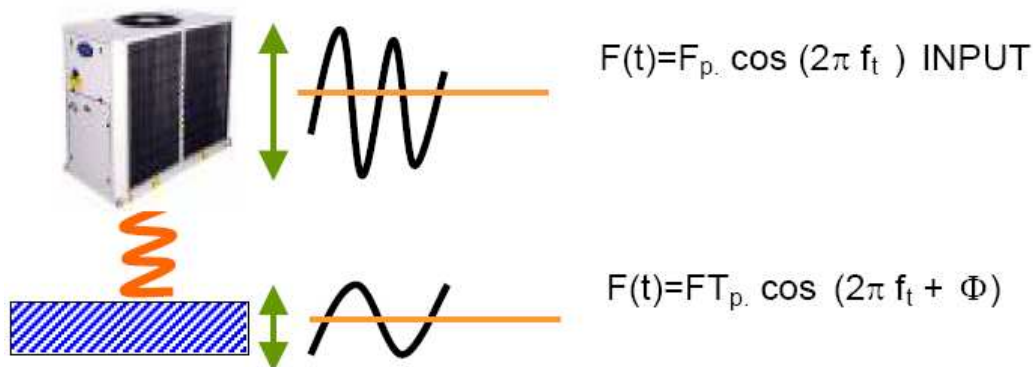


Fig. 192. Esquema de un montaje elástico de una máquina

Como vemos, dicha máquina está unida a un montaje antivibratorio (muelle) con masa prácticamente nula, de manera que la suspensión elástica posee la característica de estar apoyada sobre una estructura soporte que en este caso, se supondrá infinitamente rígida. (Más adelante se comentará que, por desgracia, en la realidad nos encontramos con estructuras que son todo lo contrario al supuesto dado, es decir, no son rígidas).

Siguiendo con la modelización de nuestro sistema, supongamos ahora que pasa de un estado de reposo a un movimiento periódico debido a la aplicación de una fuerza determinada en una única dirección.

La consecuencia más inmediata es que oscilará libremente a una frecuencia propia denominada *frecuencia natural*, que dependerá únicamente de su masa y de la rigidez del montaje antivibratorio. Este movimiento oscilatorio comenzará a disminuir por efectos disipativos hasta que llegado a un momento se pare, debido a que su amortiguación interna ha convertido toda la energía mecánica en calor.

Ahora bien, cuando los mecanismos internos de la máquina funcionen generarán una fuerza que obligue al sistema a vibrar forzosamente a una frecuencia denominada *frecuencia perturbadora*, es decir, se le obliga a vibrar a una frecuencia diferente a la suya propia.

Para calcular el rendimiento del aislamiento antivibratorio se ha optado en estos últimos años, por determinarlo mediante el cálculo de la cantidad de energía vibratoria que se transmitirá a la estructura. Para ello se procederá a su



cálculo mediante una función de transferencia que relacionará la señal de salida (output) con la de entrada (input).

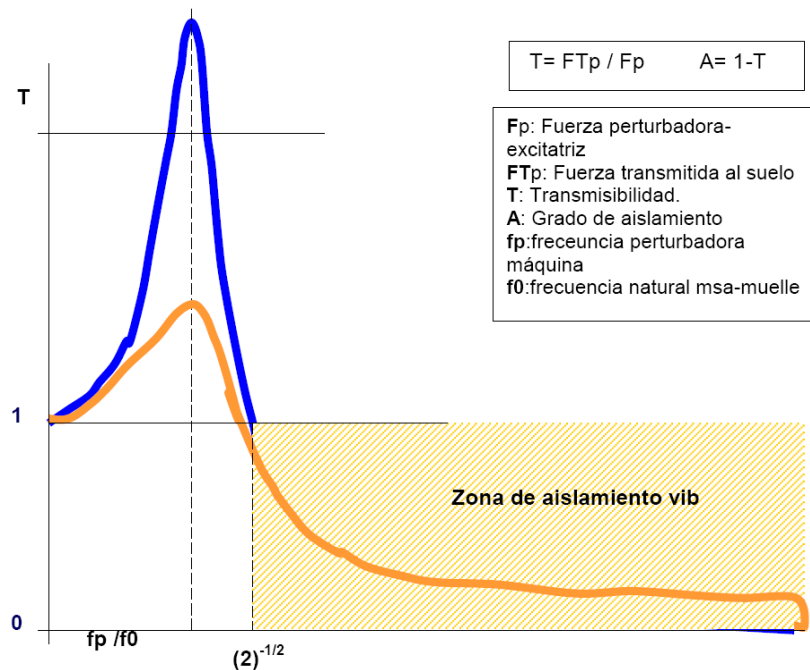


Fig. 193 Representación de un sistema antivibratorio

Realizado este cálculo y graficado, podemos definir la *transmisibilidad* (T), como la capacidad que posee el sistema mecánico para facilitar el paso de la vibración a la estructura y que dependerá de su *modulación* (relación cuadrática entre la frecuencia perturbadora y la natural).

Así cuando la modulación se iguale a la unidad, nos indicará que el sistema está en una situación nada deseable puesto que entra en resonancia y por tanto la amplitud del sistema será muy elevada (tenderá a ser infinita). A medida que vaya aumentando de valor, la transmisibilidad disminuirá, es decir, el sistema dejará pasar cada vez menos energía vibratoria al forjado y por tanto, el montaje antivibratorio será cada vez más efectivo.

2.43.6 El montaje antivibratorio (m.a.).

Cuando un equipo genera una vibración a una frecuencia determinada en el m.a., se ponen en juego cambios de energía cinética y potencial de forma que a cada ciclo, una parte de la energía vibratoria es consumida en forma de calor debido a la amortiguación interna que poseen todos los elementos elásticos en mayor o menor grado.

Los resultados que obtengamos dependerán inicialmente de las propiedades de que dotemos al montaje antivibratorio, ya que un diseño arbitrario puede empeorar la situación de partida, generando amplitudes aún mayores a riesgo de producir daños irreparables en la máquina y en las conexiones fijadas elásticamente a ella (resonancias).



2.43.7 El Antivibrador o soporte antivibratorio

Es el componente fundamental del m.a. (montaje antivibratorio) se caracteriza por poseer dos funciones principales: la función aislante y la función amortiguadora. De la determinada proporción de ambas se diferenciará básicamente una familia de antivibradores de las otras. La función aislante o “aislar”, consiste en oponer resistencia a la propagación del movimiento oscilatorio producido por la fuerza de naturaleza periódica generada por la máquina.

En cambio, la función amortiguadora considera la transformación de la energía vibratoria incidente en calor, debido a la acción de fuerzas disipativas intrínsecas a los antivibradores. Así el antivibrador que básicamente aísle en su 99% y apenas amortigüe, se denominará “aislador”, como es el caso de los antivibradores metálicos de muelles.

Por el contrario los amortiguadores se caracterizan por que su función disipadora puede ser más del 90%.

2.43.8 Tipos de Antivibradores

2.43.8.1 Aisladores Metálicos de Muelle

Son aisladores al 99% y son idóneos para instalaciones de climatización y maquinaria de pequeño y mediano porte, en zonas críticas y muy críticas para amplitudes de vibración pequeñas.

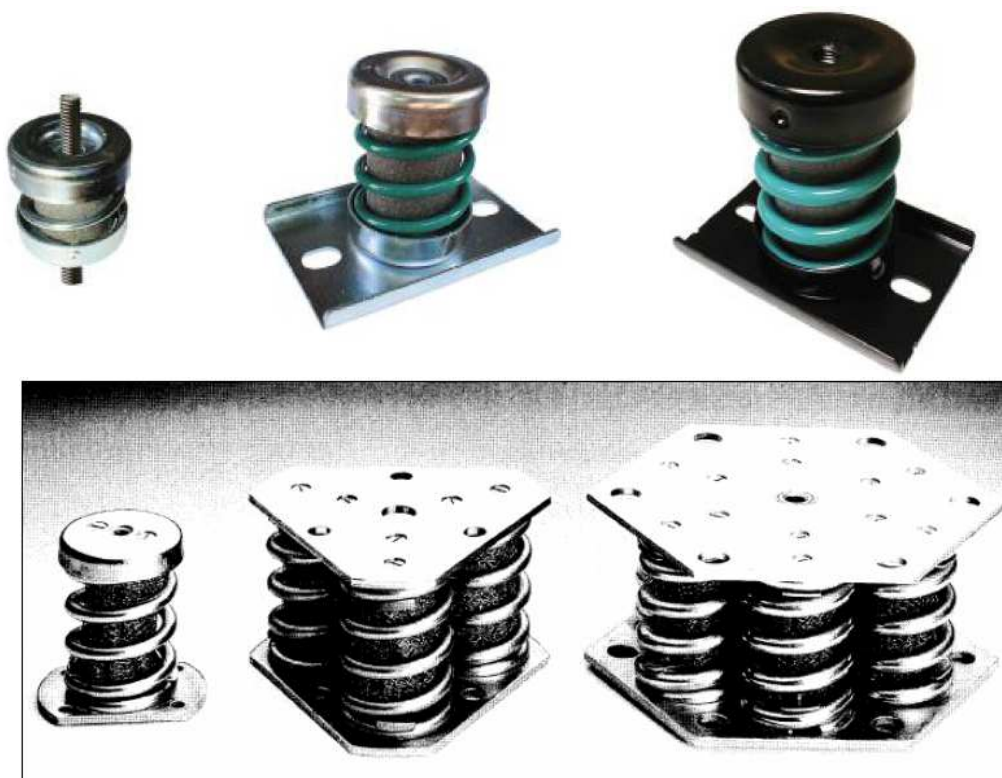


Fig. 194. Antivibratorios metálicos de muelle



Su rigidez es lineal y permite conseguir grandes deflexiones. La frecuencia natural de los aisladores metálicos de muelle es inversa a la deflexión estática, de manera que al incrementarla su grado de aislamiento aumenta. Por este motivo, los fabricantes de estos productos han de adjuntar certificados de ensayos de compresión y cálculo de la flecha que cumplan con las directrices marcadas según la normativa vigente.

Paralelamente se han de adjuntar certificados de calidad de fabricación s/norma DIN tanto del tipo de material utilizado como del proceso de fabricación.

Aunque su envejecimiento es largo se recomienda siempre protegerlos con acabados de pinturas epoxi. La práctica común es protegerlos con baños galvánicos que aunque duran menos son más económicos. Además, puede ocasionar daños en su piel superficial debido a fenómenos de hidrogenación en el proceso hidrolítico y en consecuencia posible rotura repentina del muelle en condiciones de trabajo.

La desventaja más importante como ya sabemos, es que su función amortiguadora es prácticamente nula (coeficiente de amortiguación de 0,005), por ello son idóneos para el aislamiento de vibraciones con amplitudes pequeñas, como es el caso de equipos de climatización.

Otra particularidad característica de los aisladores AM Y AL es la posibilidad de realizar montajes en paralelo de varios muelles, para el caso dado de soportar cargas puntuales elevadas o muy elevadas. Así el aislador que figura en la siguiente foto, está compuesto por dos muelles.

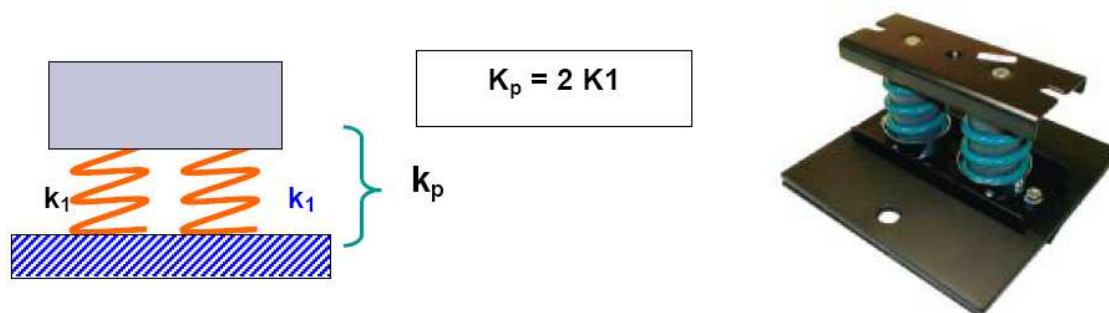


Fig. 195 Antivibratorio con doble muelle metálico

2.43.8.2 Amortiguadores de caucho y caucho-metal

No son amortiguadores puros puesto se les denomina frecuentemente viscoelásticos, ya que su función amortiguadora y aislante guardan una proporción equilibrada.



Fig. 196 Amortiguadores Viscoelásticos

La amortiguación interna de histéresis les hace idóneos para el caso de movimientos bruscos (paradas y arranques de máquina) o en zonas de trabajo próximas a la frecuencia de resonancia.

Los amortiguadores de caucho-metal como bien se indica, están armados de una armadura metálica en una o ambas caras para dotarle de mayores propiedades de rigidez. La rigidez de un amortiguador de caucho suele ser de la mitad, respecto a uno de igual geometría pero dotado de armaduras.

También merece la pena destacar las “Alfombrillas Antivibratorias de Caucho” incorrectamente denominadas por “neoprenos” que son de práctica utilidad en el aislamiento de estructuras metálicas apoyadas sobre enanos o cabeza de pilares. Suelen ser dentadas por una o ambas caras para así evitar el fenómeno de fluencia y proporcionar mejores rendimientos en cuanto a grado de aislamiento.



Fig 197. Alfombrillas Antivibratorias de Caucho



Cuando mejor suelen actuar es cuando se forman conjuntos de dos a mas planchas unidas por su cara dentada o por el contrario encarándolos exteriormente pero girados uno respecto al otro 90°. Si las durezas entre ellas son muy diferentes favorece más el fenómeno de discontinuidad.

Como norma, el tipo de caucho utilizado en estos productos es a base de caucho natural puro con cargas de antiozono para protegerlo del ataque a los agentes atmosféricos.

2.43.8.3 Otros tipos de Antivibratorios.

- Muelles de aire: Formados por un cilindro o un saco lleno de aire presurizado que actúa como muelle. Son muy habitualmente usados en los amortiguadores de las motos.
- Tacos de fibra de vidrio preformados: Son tacos de fibra de vidrio comprimida y envueltos en neopreno. El aire atrapado dentro de la fibra proporciona un grado de amortiguación bueno y los aisladores tienen la ventaja de que su deflexión estática no varía linealmente con la carga.
- Rellenos elásticos (aglomerados de corcho, fieltros, paneles de fibra mineral, amortiguadores de masilla, etc.).
- Absorbedores dinámicos: Caracterizados por tener una masa interna con una frecuencia de excitación próxima a la de trabajo de la máquina, provocando la entrada en resonancia de dicha masa y disipando la energía en el interior del amortiguador. Estos absorbedores son muy efectivos cuando existe una sola frecuencia de excitación dominante y están diseñados para trabajar mejor con bajas frecuencias.

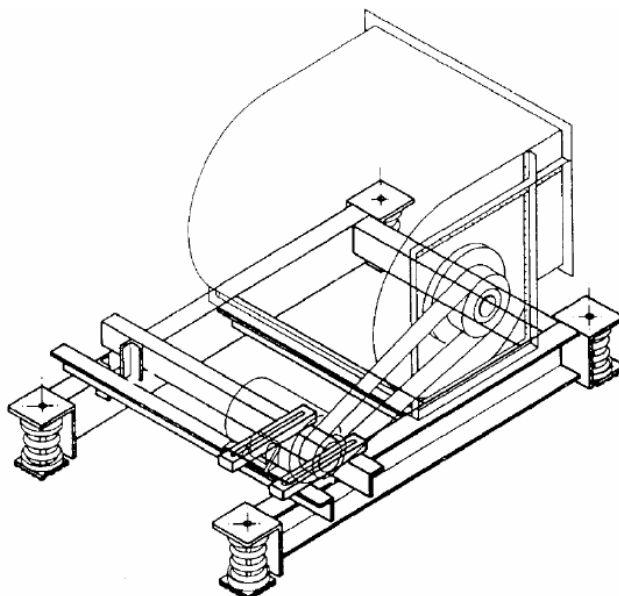


Fig. 198. Montaje de motor y ventilador en base de acero con almohadillas de caucho.



2.43.9 Selección adecuada de los Antivibradores.

Para seleccionar adecuadamente un antivibrador, es necesario establecer la deflexión y calcular el peso del equipo que actúa sobre el mismo.

Con estos datos se puede entrar en las tablas que suministra el fabricante y elegir el soporte antivibratorio que, bajo ese peso, tenga una deflexión igual o superior a la requerida.

En la mayoría de los casos los apoyos de la máquina son siempre diferentes e incluso sucede que algunos apoyos guardan una relación del doble respecto a otros. En estos casos los antivibradores deberán seleccionarse en función de las cargas puntuales de cada apoyo, dato que ha de facilitar el fabricante o distribuidor del equipo (o si no se tienen esos datos calcular la distribución de eso de cada apoyo uno mismo).

Así debemos elegir el modelo adecuado de antivibrador por apoyo de forma que las deflexiones producidas a las diferentes cargas han de ser iguales en todos los apoyos para conseguir en todos una misma frecuencia natural. Esta condición garantizará que el grado de aislamiento obtenido se correlacione con el esperado.

La deflexión media obtenida entre todos los apoyos no debe sobrepasar de un rango de 5 mm. por encima o por debajo (lo más óptimo es de ± 2 mm.), y siempre ha de ser igual o superior a la deflexión marcada en la norma en función del equipo a aislar y del tipo de estructura soporte.

Cuando debido a la complejidad del problema, la elección del soporte elástico deba hacerse a través del cálculo, se procederá de la siguiente manera:

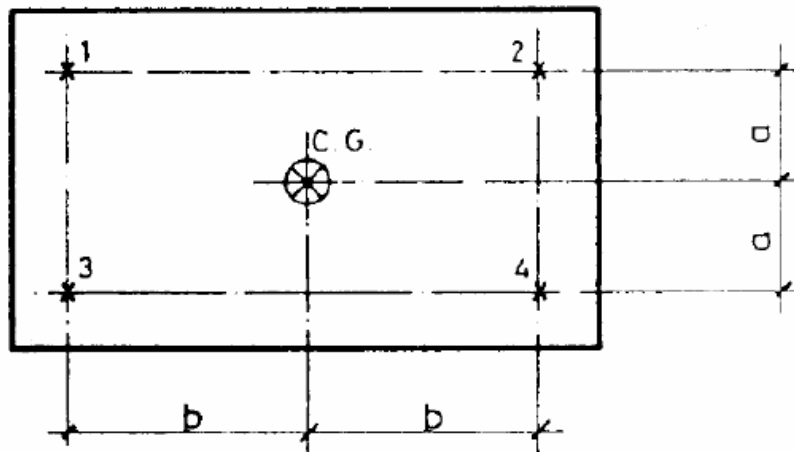
- Se determina la frecuencia mínima de la fuerza vibratoria.
- Se escoge el valor de frecuencia natural que satisfaga el factor de transmisión que se desea conseguir (generalmente del 5 al 10% y zonas críticas y del 15% en zonas no críticas).
- Se determina la deflexión estática que han de tener los antivibradores bajo Carga.
- Se elige el número de soportes antivibratorios y la carga estática que grava sobre cada uno.
- Se selecciona el modelo de antivibrador sobre la base de los datos de catálogo del fabricante.

Presentamos dos ejemplos sencillos para el cálculo de la deflexión de los apoyos antivibratorios de la bancada de un equipo (en la Fig. 199):



$$X_s = \frac{\text{Peso del montaje} / 4}{\text{Constante (k) del amortiguador}}$$

X_s = Deflexión estática del soporte antivibratorio (deflexión que ocurre cuando el soporte se sitúa bajo carga y no existe ningún tipo de excitación exterior)



BASE ANTIVIBRATORIA con cuatro apoyos simétricos y centrados

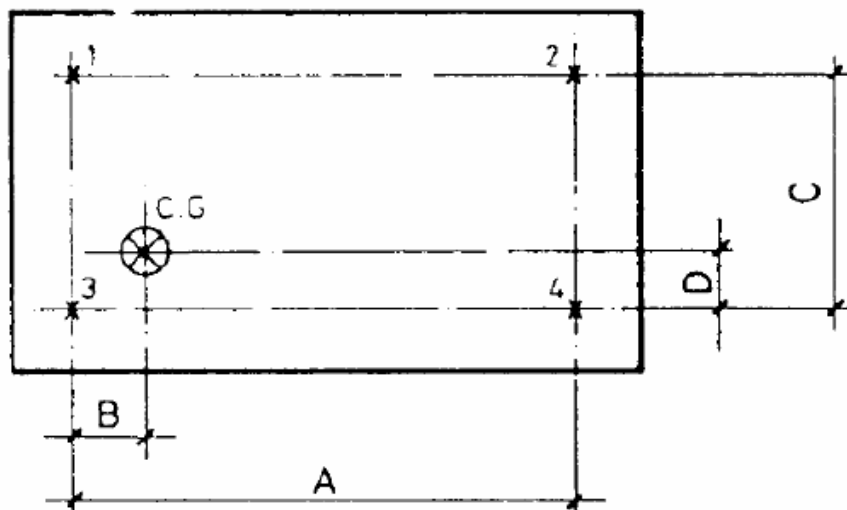
$$P_1 = \frac{B \cdot D}{A \cdot C} \cdot P \quad P_2 = \frac{(A-B) \cdot D}{A \cdot C} \cdot P$$

$$P_3 = \frac{B \cdot (C-D)}{A \cdot C} \cdot P \quad P_4 = \frac{(A-B) \cdot (C-D)}{A \cdot C} \cdot P$$

P = Peso completo del sistema

$$X_{si} = \frac{\text{Peso sobre el apoyo "i"}}{\text{Constante (k) del amortiguador}}$$

X_{si} = Deflexión estática del soporte antivibratorio "i" (deflexión que ocurre cuando el soporte se sitúa bajo carga y no existe ningún tipo de excitación exterior)



BASE ANTIVIBRATORIA con cuatro apoyos simétricos y el centro de gravedad del equipo descentrado

Fig. 199. Ejemplos de cálculo de la deflexión de los apoyos antivibratorios de la bancada de un equipo



2.43.10 Bancadas y suelos flotantes

Las bancadas y los suelos flotantes se pueden considerar como otro elemento del montaje antivibratorio.

Las propiedades que aportan al montaje antivibratorio son entre otras:

- Baja el centro de gravedad y aumenta la estabilidad, especialmente diseñado para equipos con momento de inercia elevados, y en equipos que generen amplitudes importantes en el arranque o parada.
- Disminuye la amplitud de la vibración por lo anteriormente mencionado.
- Mejora la uniformidad de la distribución de peso sobre los antivibradores.
- Reducción de efectos de fuerzas exteriores originados por vibraciones que provienen del forjado (vibraciones pasivas).

Hay que remarcar que las bancadas, contrariamente a lo que se cree, “no aíslan”, si no que ayudan a aislar. Ello se debe a que el lastre adicional que proporciona al conjunto al montaje antivibratorio reduce los fenómenos de amplitud.

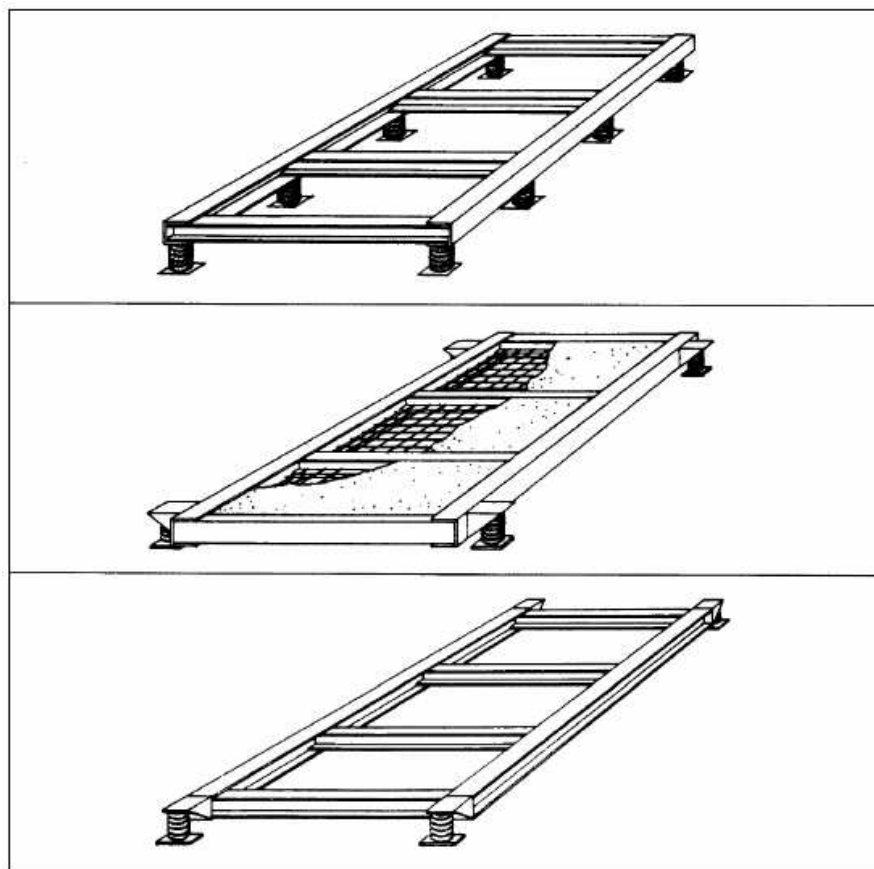


Fig. 200. Bancadas antivibratorias

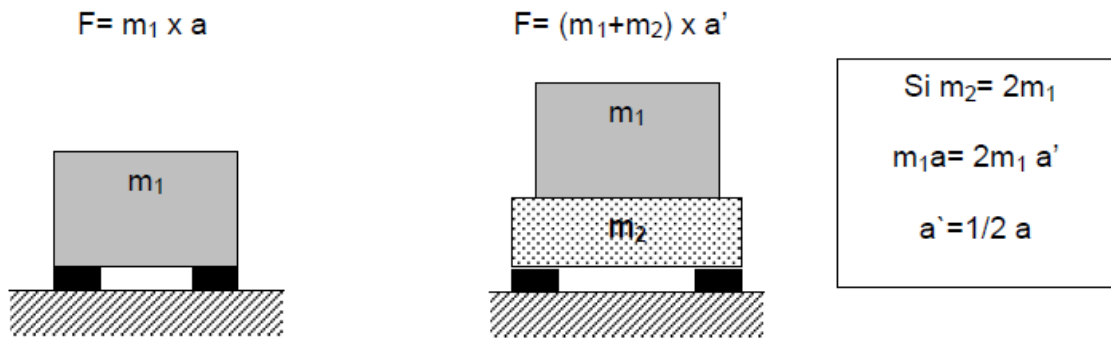


Fig. 201. Relación entre amplitud de la vibración y las masas

Tal como se muestra en la figura anterior, la fuerza periódica “F” que produce la máquina al funcionar, genera un valor determinado de amplitud que como es un desplazamiento lineal, podemos tratarla matemáticamente como una aceleración de amplitud “a”. Si posteriormente añadimos una masa complementaria m_2 , de igual peso de la máquina (m_1), la aceleración de amplitud del sistema resultante será de la mitad de la inicial puesto que la fuerza periódica F es la misma.

Las bancadas cuando son flotantes, suelen utilizarse más frecuentemente PADS (Dos bandas de caucho dentadas que se enfrentan y encajan entre sus dientes de forma consistente) de caucho frente a otros materiales ya casi en desuso, como es el corcho.

Se suelen colocar a lo largo de la superficie de la bancada en forma intercalada a modo de damero. El material que se intercale de relleno puede ser tanto de naturaleza fibrosa, como fibra de vidrio de alta densidad o similar.

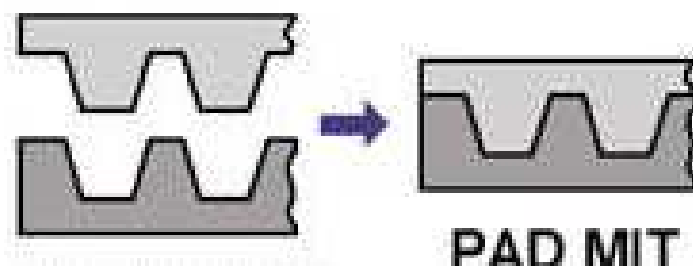


Fig. 202. PADS de caucho

El corcho es un material que para las instalaciones de climatización y en especial refrigeración ya no se recomienda puesto que, por un lado se descompone con el tiempo y por la humedad y, por otro, es idóneo para grandes compresiones y velocidad de giro en máquinas muy elevadas (>4000 rpm).

Los suelos flotantes se utilizan frecuentemente en instalaciones muy críticas, como por ejemplo estudios de radio, etc. Pueden reducir notablemente la



transmisión de ruido estructural y aéreo a las zonas tanto inferior como adyacentes, debido a que al haber una masa adicional desacoplada del suelo principal.

Los materiales flexibles a seleccionar para la sustentación del suelo se han de regir predominantemente por que sean lo más resistentes a la transmisión del ruido, es decir, de que tengan la menor impedancia acústica posible.

Los materiales más utilizados son el caucho (PADS) para formar suelos flotantes discontinuos o bien láminas de polietileno flexibilizado o fibras sintéticas para suelos flotantes continuos.

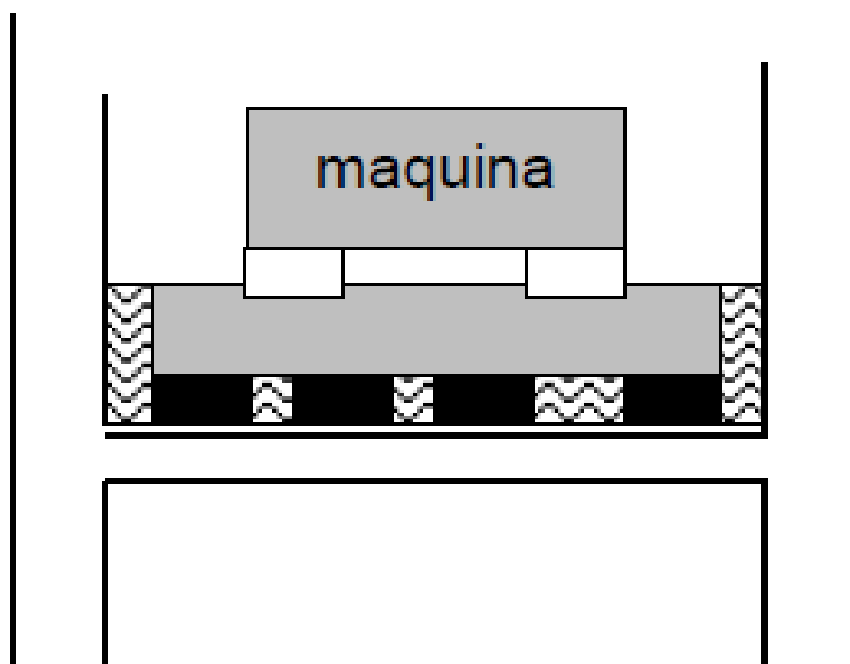
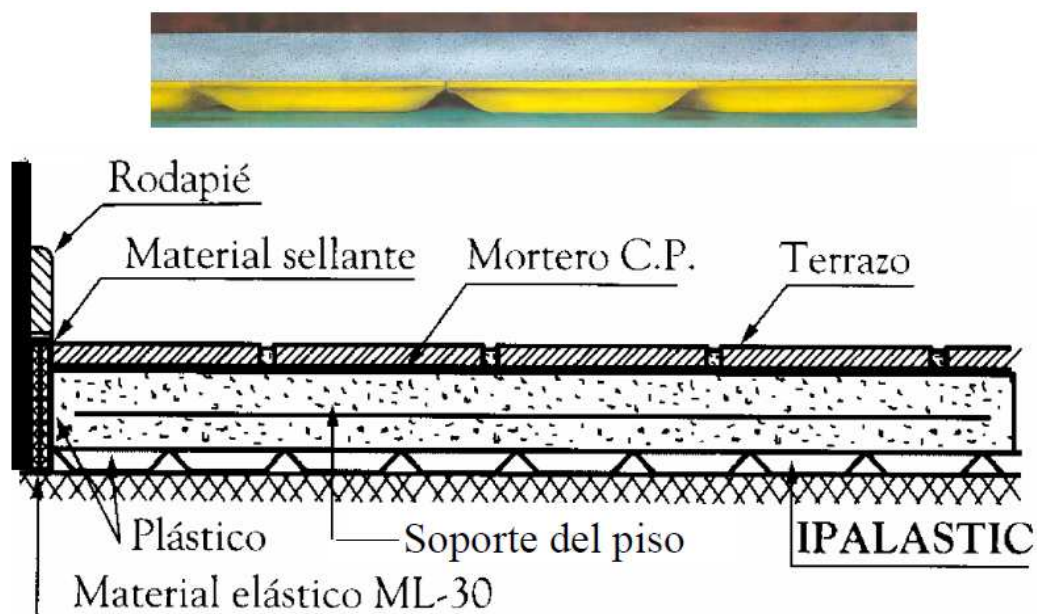
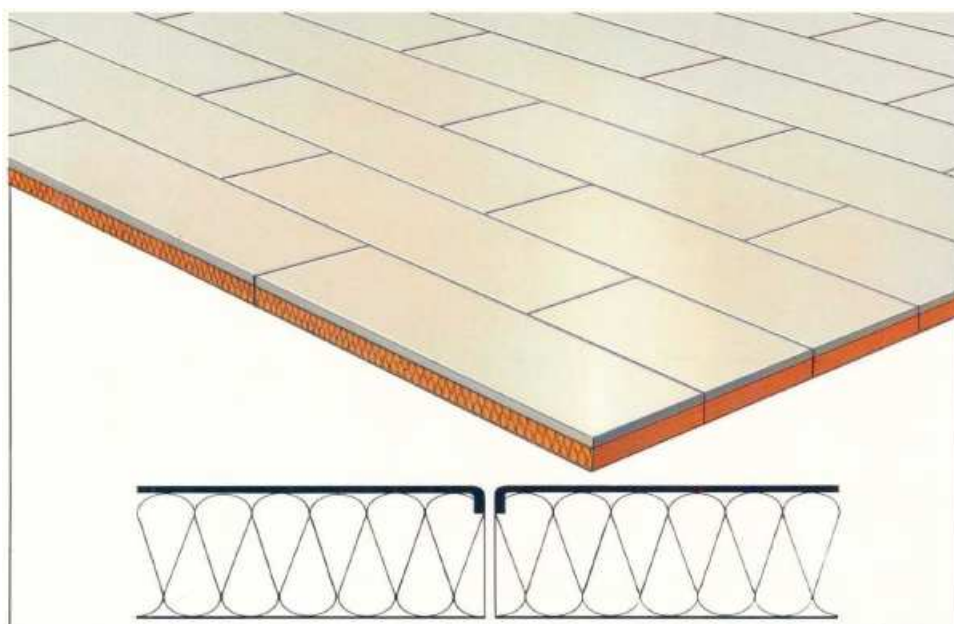


Fig. 203. Suelo Flotante discontinuo



Panel de lana de vidrio moldeada para la construcción de suelos flotantes (IPALASTIC de Acústica Integral, S. L.)



MATERIAL - Lana mineral 150 kg/m ³ REVESTIMIENTO - Bandeja de chapa de acero de 3 mm. LONGITUD - 2.000 mm. ANCHURA - 500 mm. ESPESOR - 53 y 78 mm.		MATERIAL - Mineral wool 150 kg/m ³ COVERING - Steel plate tray of 3 mm. LENGTH - 2,000 mm. WIDTH - 500 mm. THICKNESS - 53 and 78 mm.	
ESPESOR	THICKNESS	53 mm. ± 5 mm.	78 mm. ± 5 mm.
CLASIFICACION FUEGO	FIRE-CLASS	A30	A60
PESO	WEIGHT	30,50 kg/m ²	33,5 kg/m ²

Fig. 204. Ejemplos de un suelo Flotante



2.43.11 Diferentes sistemas de montajes antivibratorios

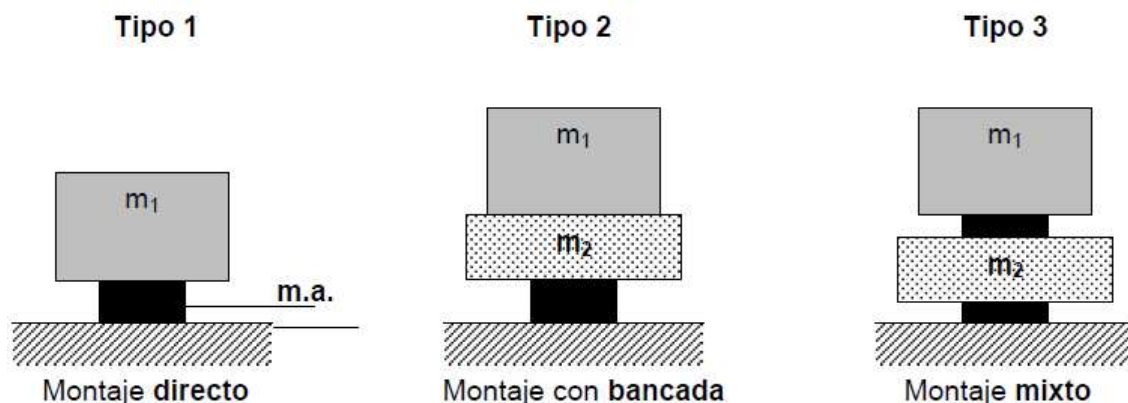


Fig. 205. Sistemas de montajes antivibratorios
($m.a$ = Montaje antivibratorio)

- **El montaje directo** se suele utilizar para pequeños equipos compactos de poco peso.

- **El montaje con bancada** se caracteriza por añadir un lastre inercial de hormigón o bien de perfiles estructurales de acero. Es de suma utilidad para equipos formados por componentes o módulos diferenciados de montaje, como es el caso de climatizadores. También suele utilizarse en equipos que debidos a sus particulares necesidades de linealidad en la transmisión en el eje precisa de la mayor estabilidad posible. Un claro ejemplo son los grupos de presión.

- **El montaje Mixto** se suele utilizar para grandes equipos que pesen más de 1000 Kg de carga puntual. Este tipo de montaje aunque es de dos grados de libertad y por tanto da dos frecuencias naturales su rendimiento es mejor que los tipos anteriores. La condición importante a cumplir en este tipo de montaje es que la relación de frecuencias naturales entre los dos montajes antivibratorios intercalados, ha de ser de 1 a 3 veces para imposibilitar la presencia de fenómenos de resonancia.

En la mayoría de casos la primera batería de aislamiento (entre máquina y bancada) está constituida por aisladores metálicos de muelles y la segunda batería está formada mediante alfombrillas antivibratorias de caucho (PADS).

2.43.12 Efecto vibratorio de la estructura sobre los montajes antivibratorios instalados en un equipo

Independientemente de todo lo indicado en los puntos anteriores, no basta, solamente, con seleccionar un montaje antivibratorio adecuado a las características del equipo (ya que de esta forma podemos evitar fenómenos de resonancia), si no que es tanto o más importante saber sobre que estructura soporte vamos a asentarla.

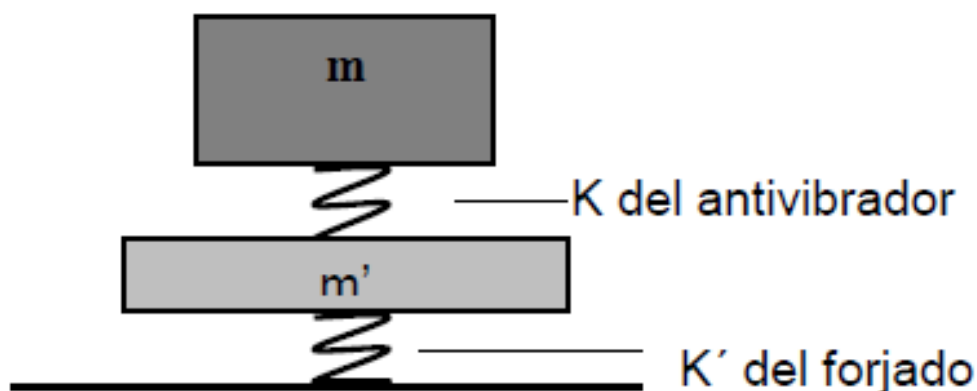


Lo que nos encontramos muy frecuentemente es que la estructura del lugar asignado para la ubicación de las instalaciones y maquinaria no son perfectamente rígidos y están expuestos a otras vibraciones y/o a flexiones.

Fácilmente, podemos encontrarnos el caso de instalaciones montadas y en funcionamiento que, aisladas correctamente, mediante antivibradores, dan unos resultados muy alejados de los esperados e incluso en alguna ocasión puede llegar a amplificarse la vibración.

No olvidemos que un montaje sobre una superficie con cierta flexibilidad obedece a un modelo de suspensión elástica de dos grados de libertad y por tanto el sistema ya no posee una única frecuencia natural si no dos, por considerar la propia del forjado como si éste fuese también otra masa con su muelle acoplado, que resta rendimiento a la del montaje antivibratorio.

Cabe destacar la similitud dada con el tipo del montaje en bancada mixto descrito en el apartado anterior, por ello poníamos como condición que la relación entre ambas frecuencias debía de ser de una a tres veces, precisamente para evitar acoplamientos o resonancias.



*Fig. 206. Modelización de un sistema antivibratorio sobre una superficie flexible
 m = masa del equipo; m' = masa del forjado (estructura primaria de soporte)
 K y K' = Constantes elástica del equipo y del forjado (estructura primaria de soporte)*

2.43.13 Atenuación de vibraciones y ruido estructural en conductos y tuberías

El flujo turbulento en tuberías produce sonido que puede radiarse y transmitirse a la estructura del edificio.

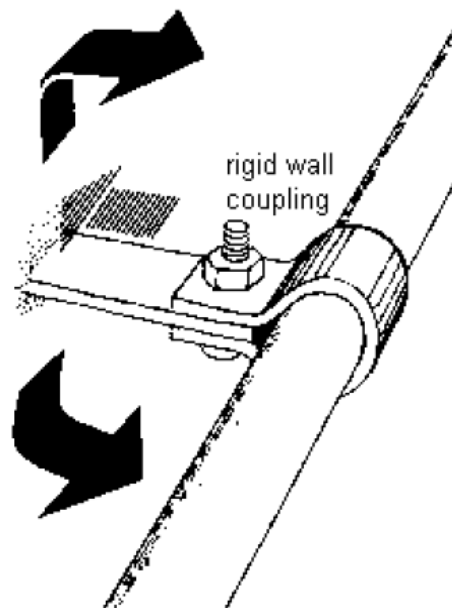


Fig. 207. Transmisión de ruido estructural desde tuberías y conductos

La turbulencia de la tubería se puede reducir; la tubería se puede cubrir con material absorbente; las vibraciones se pueden aislar usando mecanismos de conexión flexibles.

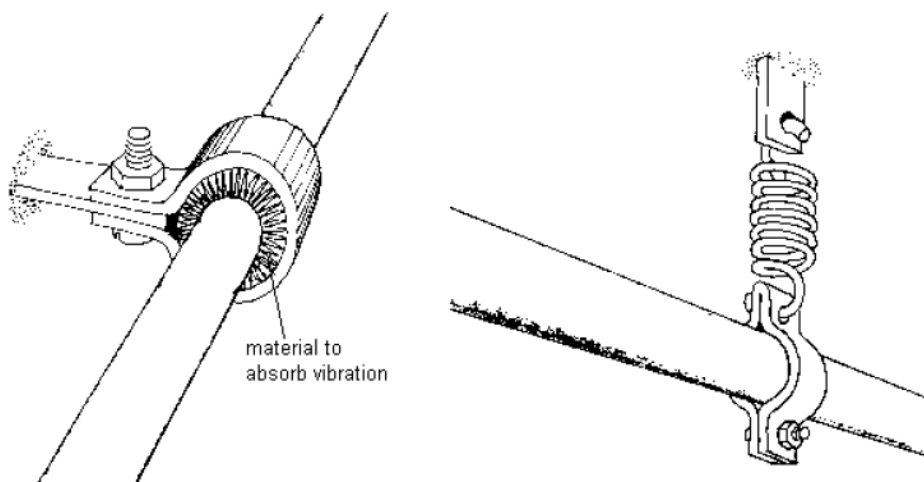


Fig. 208. Elementos absorbentes de vibraciones en tuberías

También es muy útil la utilización de conexiones flexibles en las uniones de tuberías y conductos.

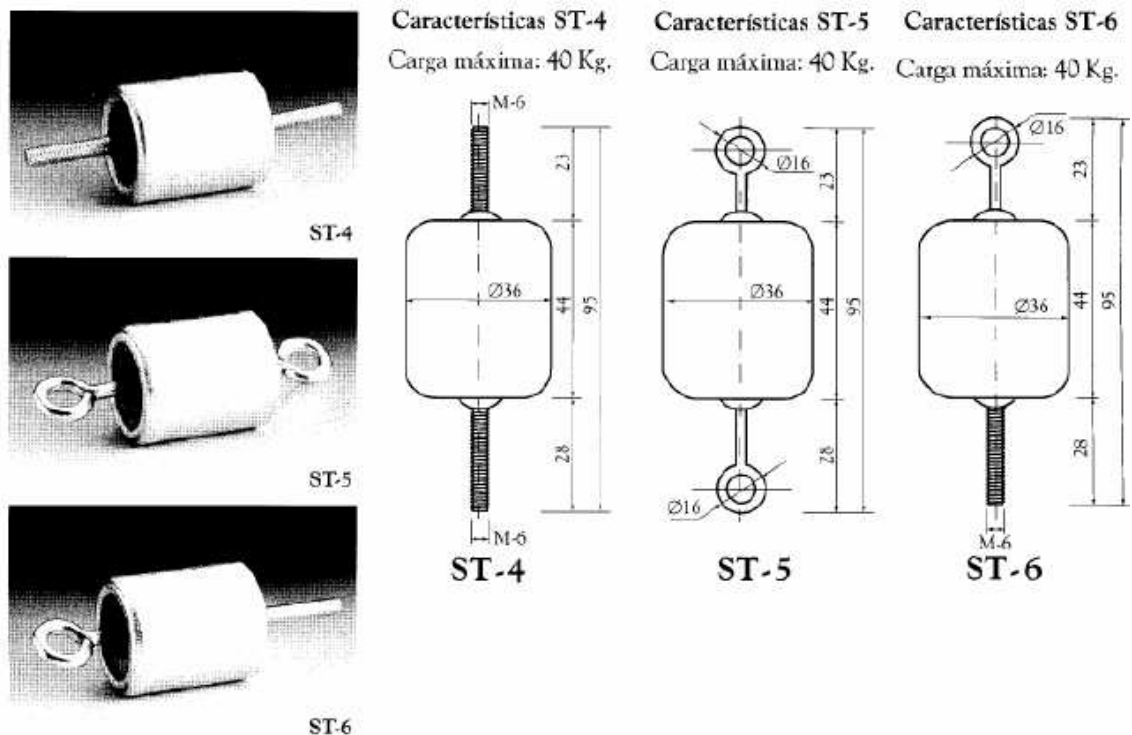


Fig. 209. Soportes elásticos para techos y tuberías

10 MANGUITO ANTIVIBRATORIO (ROSCAS)

S.E.V.

- ☑ Simplifican la instalación
- ☑ Reducen problemas de alineación y ruidos
- ☑ Absorben y amortiguan las vibraciones



Fig. 210. Manguito antivibratorio para conexión de tuberías

En los casos en los que se usen motores Diesel para la propulsión del buque o para la producción de energía eléctrica, el ruido y la vibración son transmitidos por medio de la propia tubería de exhaustación de gases de escape.

Cuando esta tubería está soportada y fijada sólidamente sobre la estructura de un buque o de un edificio, el ruido y la vibración pasarán en ambos casos, directamente a dicha estructura y será transmitida a través de los mamparos o paredes en forma de ruido. Este incomodo y molesto efecto puede ser minimizado con la introducción de unos elementos de metal-caucho, situados entre la tubería y la estructura del buque o del edificio.



El sonido se propaga a través del acero con una velocidad aproximada de 5.000 m/sg, mientras que a través del caucho, la velocidad se reduce aproximadamente hasta una escala entre 45 a 90 m/sg.

Con un buen diseño de la distribución de los soportes, es posible la obtención de reducciones de 8 a 10 dBA en toda la escala de frecuencias que va desde 63 hasta 4.000 Hz.

Principalmente existen dos tipos de conexiones más utilizados en tuberías de exhaustación de gases son de:

- Puntos fijos: soportan las cargas estáticas y dinámicas que se producen en el sistema como consecuencia de las dilataciones del mismo.

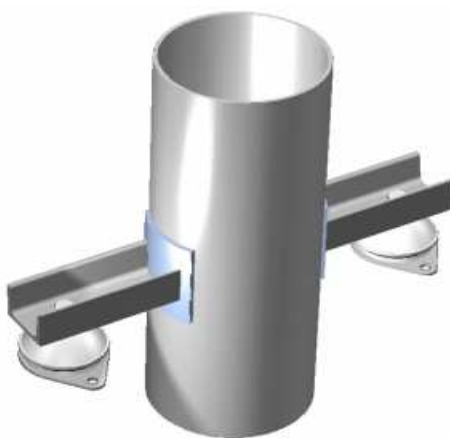


Fig. 211. Soporte fijo antivibratorio

- Estabilizadores: permiten el movimiento que se produce como consecuencia de la dilatación de la tubería y cuando el trazado de ésta es horizontal, soportan también el peso de la propia tubería.



Fig. 212. Soporte estabilizador

Con el propósito de proteger el caucho de ambos soportes de la elevada temperatura de los gases de exhaustación, es imprescindible la incorporación



de un adecuado aislamiento térmico a los mismos. Es esencial la reducción de la temperatura en el soporte de metal-caucho hasta un valor por debajo de los 80 °C,

Esquema General.

En línea de máxima el cerramiento deberá ser del tipo representado en la fig. 1

- 1.— Techo aislante
- 2.— Paredes aislantes

- 3.— Suelo flotante
- 4.— Silenciadores de absorción
- 5.— Recubrimiento absorbente
- 6.— Puertas Acústicas
- 7.— Soportes elásticos
- 8.— Silenciadores reactivos

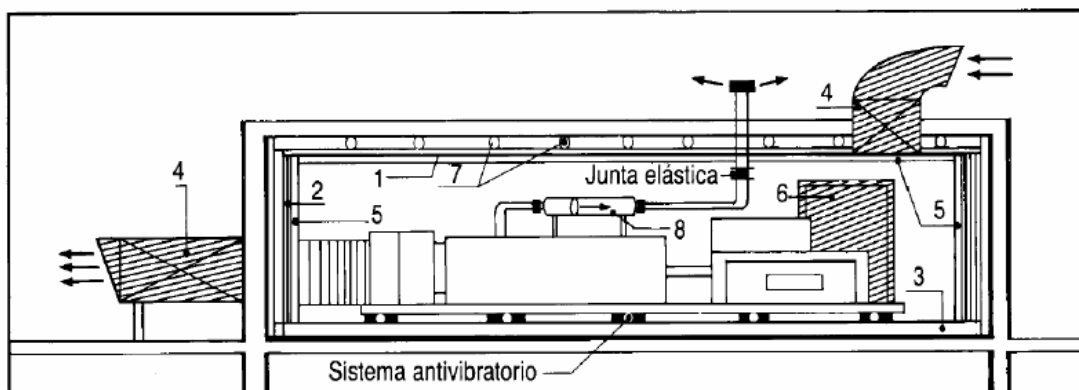


Fig. 213. Combinación de sistemas de control acústico y de vibraciones

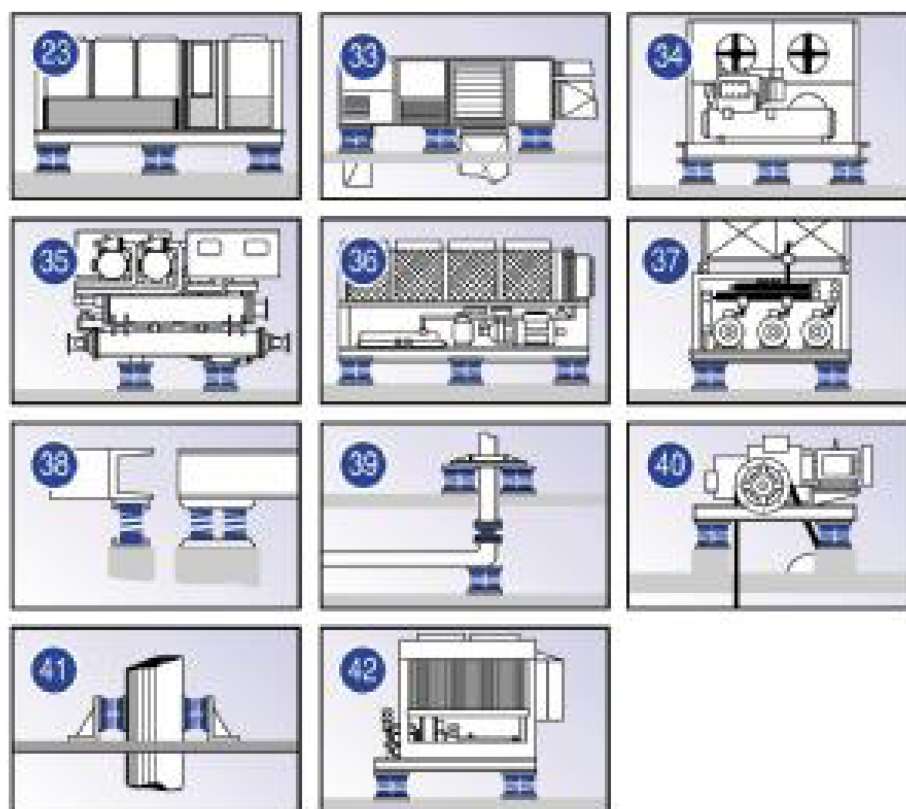


Fig. 214. Diferentes ejemplos esquemáticos de montajes antivibratorios



2.44 Resumen final del estado del arte para el control técnico de ruidos y de Vibraciones.

Para cerrar este capítulo de historia del arte sobre el control de vibraciones y ruidos, se presentan una serie de medidas correctoras que, aunque muy esquetas, creo que condensan, de forma concisa, la filosofía, la tecnología y las técnicas de control existentes en la actualidad.

2.44.1 Resumen de medidas para el control del ruido.

Los procedimientos técnicos de control tratan de la reducción de los niveles de ruido en la fuente de emisión o sobre los medios de transmisión o propagación del ruido, dejando como último recurso el control y protección del receptor.

a) Control de ruido en la fuente de emisión.

Sin duda alguna, la solución idónea está en el control del ruido en las propias fuentes que lo producen, es decir, impedir que se produzca el ruido y, si esto no es posible, disminuir su generación. Para ello existen medidas tales como:

1. Utilización de procesos, equipos y máquinas menos ruidosos.
2. Disminuir la velocidad de los equipos ruidosos.
3. Aumentar la amortiguación de equipos, superficies y partes vibrantes.
4. Optimizar la rigidez de las estructuras, uniones y partes de las máquinas.
5. Incrementar la masa de las cubiertas vibrantes.
6. Disminuir el área de las superficies vibrantes.
7. Practicar un buen mantenimiento preventivo como: lubricación, ajuste y equilibrado, etc.
8. Encapsulamiento y apantallamiento de la fuente de ruido.
9. Recubrimiento de partes metálicas mediante materiales amortiguadores.
10. Aislamiento acústico de equipos ruidosos en locales separados.

b) Control sobre el medio de transmisión o propagación.

Si después de haber tomado todas las medidas para suprimir el ruido en las propias fuentes que lo producen estas son insuficientes o imposibles de llevar a cabo, existe la posibilidad de mejorar las condiciones acústicas disminuyendo la



propagación del ruido hasta el receptor. Para ello existen una serie de medidas como:

1. Instalación de tabiques.
2. Recubrimiento de paredes, techos, suelos, etcétera, mediante materiales absorbentes.
3. Resonadores acústicos: mecánicos o electrónicos. Los mecánicos reflejan invertida la onda que reciben, mientras que los electrónicos generan una onda invertida. En ambos casos la onda incidente y la onda reflejada (o emitida) se anulan.

En general, los materiales absorben una parte del ruido que incide sobre ellos y reflejan el resto. La relación de ruido absorbido por una superficie, respecto al total del ruido que incide sobre ella, se denomina coeficiente de absorción sonora.

Las superficies duras y pulidas (mármol, granito, vidrio, acero) absorben poco ruido y reflejan mucho, mientras que las porosas y blandas (corcho, poliuretano, goma porosa, cartón) absorben mucho y reflejan poco.

c) Control sobre el receptor.

El empleo de equipos de protección individual (EPI) es un procedimiento límite al que, solo se puede recurrir cuando otros procedimientos técnicos se han comprobado como inviables. Por tanto, solo queda la posibilidad de aplicar medidas de prevención o protección sobre el receptor, de manera que la exposición final de este quede dentro de unos límites tolerables.

- Aplicar protectores auditivos (EPI). Existen varios tipos (tapones, orejeras y cascos antirruído) y su elección se basará además de en su capacidad de aislamiento en la adaptación a las circunstancias particulares del trabajador.
- Limitar los tiempos de exposición.

2.44.2 Resumen de medidas para el control de Vibraciones.

La corrección de problemas de exposición a vibraciones es una cuestión muy compleja que a veces introduce nuevos riesgos al generar nuevas vibraciones de otras frecuencias cuando se modifica una máquina herramienta.

Es, por lo tanto, conveniente trabajar en los diseños de éstas para que inicialmente no presenten estos problemas. Existe un agravante, la no existencia de equipo de protección individual con garantía suficiente en cuanto al efecto protector que puedan ofrecer. Lo que no significa que su utilización en algún momento determinado pueda no resultar de utilidad.



Es muy aconsejable y útil realizar grupos de medidas preventivas o correctoras de diversa índole, que tienen carácter complementario, y que, detectando cambios en las vibraciones periódicas realizadas en equipos que nos ayudarán a adelantarnos a inminentes fallos de éstos. Es decir, nos permitirán realizar un mantenimiento preventivo de los equipos, consiguiendo así un importante ahorro de tiempo y costes.

a) Reducción de la vibración en la fuente.

Si lo que se pretende es disminuir el nivel de vibración de una máquina, se deberán tomar las siguientes medidas técnicas encaminadas a:

- Evitar la generación de vibraciones en la fuente (desgaste de superficies, holguras, cojinetes dañados, giros de los ejes, etc.).
- Desintonizar las vibraciones (modificando la frecuencia de resonancia por cambio de masa o rigidez del elemento afectado).

b) Reducción de la transmisión de la vibración al trabajador.

Se interpondrán materiales aislantes y/o absorbentes de las vibraciones. Es fundamental que se utilicen herramientas antivibratorias, guantes antivibración que tienen componentes importantes en las altas frecuencias, métodos de trabajo que favorezcan que las manos estén calientes, etc.

Se establecerán turnos de trabajo, rotaciones y descansos cada cierto tiempo trabajado. Se recomienda en este sentido que por cada dos horas de trabajo se descanse media.

Es de especial importancia el diseño ergonómico de las partes de las máquinas con las que entramos en contacto (asideros, volantes, plataformas, asientos, etc.) en algunas tareas. Es muy útil también enseñar al trabajador cómo optimizar su esfuerzo muscular.

c) Reconocimiento y vigilancia médica.

Los riesgos ocasionados por la exposición a vibraciones originadas por herramientas vibrátiles han sido escasamente evaluados por los higienistas. Aún subsisten dudas relevantes sobre la patogeneidad de las vibraciones, aunque clásicamente se hayan caracterizado las lesiones vasculares y osteoarticulares en miembros superiores como directamente originadas por ellas.

Los efectos patológicos producidos por herramientas vibrátiles dependen no sólo de la propia vibración, sino de múltiples factores añadidos, que pueden influir directa o indirectamente (tipo de trabajo, postura del miembro, estado físico general del trabajador, temperatura ambiental, etc.).



Existen una gran variabilidad de herramientas vibrátiles y una gran variedad de tipos de vibraciones. En general, éstas pueden ser manejadas con una o ambas manos. Se utilizan en prácticamente todos los gremios: Construcción, Montajes Industriales, Construcción de Automóviles, etc.

d) Controles de tipo administrativo.

Existen unos criterios previos de exclusión en este tipo de trabajos. Se excluirán a aquellos trabajadores que:

- Tengan antecedentes personales de cuadros angioneuróticos (problemas vasculares, neurológicos o mixtos).
- Sufran trastornos de la movilidad en cualquiera de las articulaciones de las extremidades superiores.
- Tengan antecedentes personales de síndromes artríticos, de cualquier etiología.
- Sean menores de 20 años y mayores de 40.
- Padezcan algún tipo de patología articular vía angioneurótica detectada en el Reconocimiento Previo.

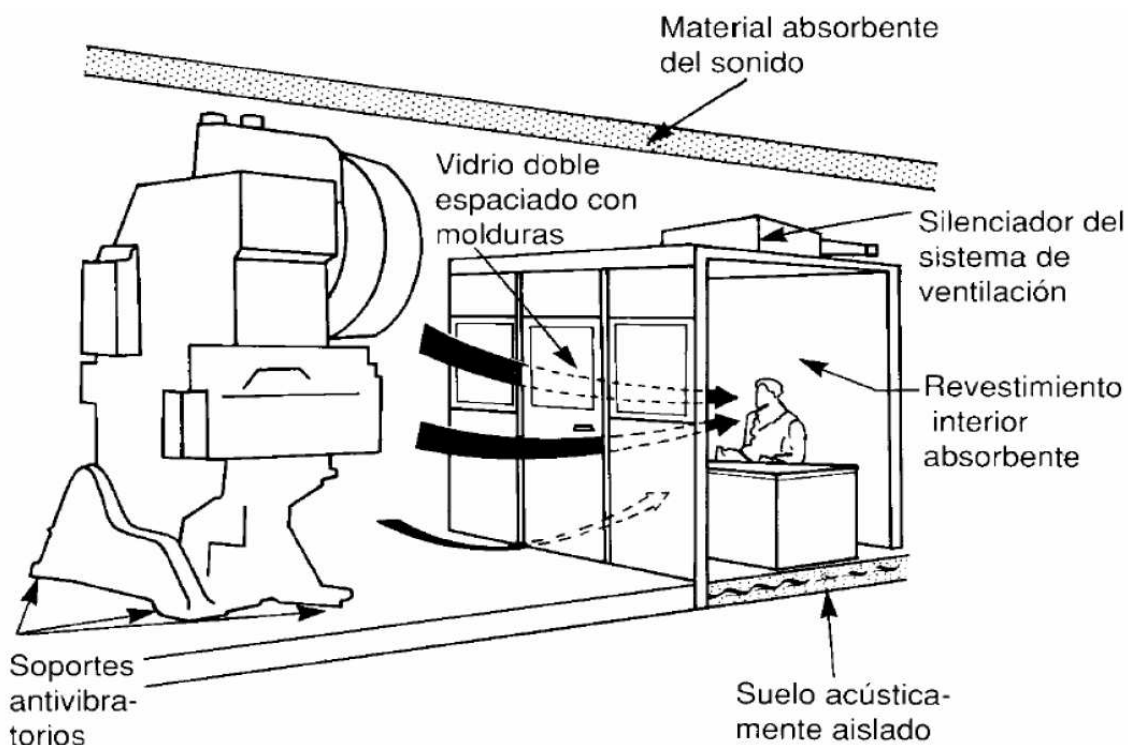


Fig. 215 Control integral del ruido



TERCERA PARTE

3 PROCESO DE INVESTIGACIÓN DE ESTA TESIS.

3.1 Objetivo de la investigación.

Tal y como se indicó en el punto 1 de este documento, el objetivo principal de esta tesis doctoral es comparar los espectros referentes a los máximos valores de presión sonora correspondientes a las frecuencias centrales en bandas de octava medidos para un determinado local, con los criterios de calidad acústica interior (confort acústico) establecidos por las sociedades de clasificación utilizando las curvas NR (“Noise Rating”) desarrolladas por la normativa europea ISO-EN y usadas, ampliamente, tanto en el mundo terrestre como en el naval.

Las mediciones de ruido utilizadas para este estudio han sido tomadas a bordo de diferentes buques durante la realización de sus pruebas oficiales de mar, por ello, es muy importante dejar claro que, los datos utilizados en este estudio son datos “oficiales” y en consecuencia validados y aceptados por el armador de cada buque.

La finalidad de esta comparación es **medir físicamente y demostrar la existencia de puntos singulares** que, para una determinada frecuencia o frecuencias dadas, sobrepasan en más de 3 decibelios la curva NR que debe cumplir el espectro sonoro del local a medir, siendo, al mismo tiempo, el nivel global de ruido de dicho espectro inferior al margen de 3 decibelios de exceso que se admite como tolerancia válida para declarar como buena la medición en un local.

Es decir, quiero demostrar la existencia de puntos, dentro de las bandas de octava de un espectro, que incumplen la Resolución A 468 (XII) aunque la medición global sea admitida como buena por no sobrepasar en más de 3 dB(A) el nivel global exigido.

3.2 Buques utilizados para realizar las mediciones de ruido.

Como he comentado antes, todas las mediciones utilizadas para la realización de este estudio fueron tomadas durante las pruebas oficiales de mar de cada buque y todas ellas han sido validadas y aceptadas por el armador.

Por motivos de privacidad y discreción no quiero hacer público el nombre de los buques que presentan puntos singulares (y que a mi juicio no debieran cumplir con los requerimientos de medición de ruidos) pero sí indicaré, de forma generalista, la población de buques utilizada para realizar este estudio.

Todos estos buques, han cumplido con los requerimientos de niveles de ruido exigidos según sus correspondientes normativa de las sociedades de cla-



sificación que, en todos los casos admiten tolerancias de un exceso de 3 dB(A) del nivel medio de presión sonora para todos los puntos de medición partiendo, como referencia de la Resolución A 486 (XII) de IMO.

Los buques utilizados para este estudio fueron construidos por los astilleros:

- Hijos de J Barreras S.A. de Vigo.

Que con un total de 32 buques: 24 de ellos fueron medidos, personalmente, por mí entre los años 2000 y 2006 los otros 8 buques restantes fueron, amablemente facilitados por el astillero y entregados entre los años 1993 y 1998 (4 buques) y entre el 2009 y 2010 (los otros 4 buques) Todos ellos representan el grueso de la investigación.

- Arrastreros:..... 2 Buques
- Atuneros:..... 4 Buques
- Buque Sísmico.....1 Buque
- Car-Carrier..... 1 Buque
- Ferries.....13 Buques
- Frigoríficos.....1 Buque
- LPG.....1 Buque
- Quimiquero.....2 Buques
- Roll on Roll off.....6 Buques
- Portacontenedores...1 Buque

- Astillero Juliana Construcciones Gijonesas S.A. (Posteriormente, a partir del año 2001 IZAR Gijón).

Muy amablemente, el departamento de Control de Calidad de Izar Gijón me cedió, en el año 2004, informes oficiales de medición de ruido, en pruebas de mar, de 13 de los buques construidos por ellos entre los años 1987 y 2003 y que han representado una importante fuente de datos que también se han considerado en este estudio.

Los protocolos de medición de este astillero son exactamente los mismos que los utilizados por H.J. Barreras. Los sonómetros utilizados por ambos astilleros son también similares. Por ello considero válido aceptar como buenas estas mediciones donadas por el astillero asturiano aunque no las haya hecho yo personalmente.

- Carga general..... 2 Buques
- Quimiqueros..... 6 Buques
- LPG..... 1 Buque
- Frigoríficos..... 3 Buque
- Portacontenedores... 1 Buque

Sumando los buques de ambos astilleros, podemos observar la gran variedad de tipos de buques existentes que, sin duda, enriquece mucho el enfoque generalista que se pretende dar a este trabajo.



Según lo dicho, finalmente se concluye que la parte de investigación de esta tesis se ha realizado basándonos en las mediciones de ruidos durante pruebas de mar de 45 buques:

- Arrastreros:.....2 Buques
- Atuneros:.....4 Buques
- Buque Sísmico.....1 Buque
- Car-Carrier.....1 Buque
- Ferries.....13 Buques
- Frigoríficos.....4 Buques
- LPG.....2 Buques
- Quimiquero.....8 Buques
- Roll on Roll off.....6 Buques
- Carga general.....2 Buques
- Portacontenedores.....2 Buques

De los 45 buques del estudio destacan, por su cantidad, los tipo ferry, quimiqueros y ro-ro. Creo, además, importante indicar que de todos los buques:

- 24 buques van equipados con 1 línea de ejes. (de los cuales 10 montan hélices de paso fijo y 14 de paso variable).
- 20 buques van equipados con 2 líneas de ejes (todas montando hélices de paso variable).
- 1 Buque (el buque sísmico) no tiene líneas de ejes y va equipado con hélices acimutales (con posicionamiento dinámico automático) de propulsión diesel-eléctrica.

Como ya mencionado antes de los 45 buques con datos, este autor ha medido o participado muy directamente en la medición de 24 de ellos (algo más del 53% del total). Concretamente todos los buques que pertenecen al astillero H.J. Barreras S.A. entre los años 2000 y 2006, que son todos los presentados en este trabajo.

3.3 Medios utilizados para realizar las mediciones de ruido

Debido a los 23 años transcurridos entre el 1987 y 2010, los medios utilizados para realizar las mediciones de estos buques han variado con el tiempo a medida que mejoraba la tecnología y se renovaban los equipos de medición de ruido en ambos astilleros.

Estos equipos, ordenados partiendo de los modelos más veteranos (los de Juliana, por ser las mediciones más antiguas) a los más modernos (los de H.J. Barreras), se adjuntan a continuación en la siguiente tabla:

- a) Equipos utilizados por el astillero Juliana:



N	Sonómetro	Micrófono	Filtro Octavas	Calibrador
1	CEL 193/2 Tipo1	CEL 138	CEL 178	CEL 177
2	Bruel & Kjaer 2231	Bruel & Kjaer ZP0007	Bruel & Kjaer 1625	Bruel & Kjaer 4230
3	CEL 275 Tipo 1	CEL 255	CEL 278	CEL 177
4	RION NL-18	NH 19	RION NX-4	CEL 282
5	NORSONIC SA 190	NH 19	TYPE 1	CEL 282

Nota: Todos ellos disponen de pantalla paravientos

Tabla 40 Sonómetros utilizados por el astillero Juliana (Izar Gijón desde el 2001) entre 1987 y 2003)



Fig. 216 Equipo de medición de ruido formado por: Sonómetro Bruel Jkaer 2231; micrófono Bruel Jkaer ZP0007; filtro de octavas Bruel Jkaer 1625 y calibrador Bruel Jkaer 4230. Equipo Nº 2 de la tabla anterior



Fig. 217 Equipo de medición de ruido formado por: Sonómetro CEL 275; micrófono CEL 255; filtro de octavas CEL 278 y calibrador CEL 177. Equipo Nº 3 de la tabla anterior



Fig. 218 Equipo de medición de ruido formado por: Sonómetro RION NL-18; micrófono NH 19; filtro de octavas RION NX-4 y. Equipo N° 4 de la tabla anterior

b) Equipos utilizados por el astillero HJ Barreras S.A.:

Nº	Sonómetro	Micrófono	Filtro Octavas	Calibrador
1	Bruel Jkaer 2230	Bruel Jkaer ZP0007	Bruel Jkaer 1624	Bruel Jkaer 4230
2	Bruel Jkaer 2250	Bruel Jkaer 4189	integrado	Bruel Jkaer 4230
3	NORSONIC 118	NH 19	integrado	Bruel Jkaer 4230

Nota: Todos ellos disponen de pantalla paravientos

Tabla 41 Sonómetros utilizados por el astillero H.J. Barreras S.A entre 2000 y 2010)



Fig. 219 Detalle del sonómetro Bruel Jkaer 2230. Equipo N° 1 de la tabla anterior
(Con este sonómetro he medido 24 de los buques de H.J. Barreras S.A.).



Fig. 220 Detalle del sonómetro integrador Bruel Jkaer 2250. Equipo N° 2 de la tabla anterior (Actualmente en servicio en el astillero)



Fig. 221 Equipo de medición de ruido formado por el sonómetro Norsonic 118 y resto de los Accesorios. Equipo N° 3 de la tabla anterior

3.4 Protocolo de medición seguido.

El protocolo de medición seguido en estas tomas de datos se realizó siempre de acuerdo con las instrucciones indicadas en el Cap 2 de la Resolución A 468 (XII) de IMO. Como principales puntos a destacar de este protocolo de medición destacaré:

3.4.1 Condiciones operacionales en la mar.

- Las mediciones se efectuarán con el buque tanto en la condición de carga como en la de lastre. (Nota normalmente se realizan con el buque en lastre, considerando ésta como la peor condición de medida. Si midiendo en lastre no hay problemas, se suelen aceptar las medidas, pues cuanto más calado lleve el buque, generalmente, se comporta mejor en cuanto a la aparición de ruidos y, sobre todo vibraciones, especialmente las generadas por la acción de las hélices).



- Se harán funcionar las máquinas propulsoras principales a la velocidad del eje en servicio normal prevista durante el proyecto del buque. Las hélices de paso controlable y las hélices Voith-Schneider, si las hay, se hallarán en la posición normal de navegación.
- Todas las máquinas auxiliares, los instrumentos de navegación, equipos radioeléctricos y de radar, etc., que se utilicen normalmente o que sean susceptibles de utilización en cualquier momento estarán funcionando durante todo el periodo de medición.
- En los espacios que contienen los generadores de emergencia accionados por motores diesel, las bombas contra incendios u otro equipo para casos de emergencia que en general sólo se hace funcionar en tales casos, o para la realización de pruebas, las mediciones se harán con el equipo funcionando. Sin embargo, no será necesario medir el ruido en espacios adyacentes cuando dicho equipo esté funcionando, a menos que quepa la posibilidad de que éste haya de funcionar durante otros períodos que los citados.
- El equipo de ventilación mecánica y de climatización se hallará funcionando normalmente, teniendo en cuenta que su capacidad habrá de corresponder a las condiciones previstas en la fase de proyecto.
- Las puertas y ventanas estarán cerradas en general.
- Los buques provistos de hélices laterales de proa, estabilizadores, etc., pueden estar sujetos a elevados niveles de ruido cuando ese equipo esté funcionando. Entonces las mediciones se harán en puntos situados alrededor de la maquinaria de que se trate, con ésta funcionando, y en los espacios de alojamiento y los puestos de servicio adyacentes.

3.4.2 Condiciones ambientales de la mar.

- La profundidad del agua bajo la quilla y la presencia de grandes superficies reflectantes en las cercanías del buque pueden afectar a las lecturas obtenidas; por tanto, se tendrán en cuenta estos factores en el informe sobre el estudio del ruido a bordo.
- Las condiciones meteorológicas tales como las relativas al viento y a la lluvia, además del estado de la mar, deberán ser tales que no influyan en las mediciones. No se excederán una fuerza del viento de 4 y un estado de la mar de 3. Si no cabe lograr esto, se informará acerca de las condiciones reinantes.
- Se evitará cuidadosamente que el ruido procedente de fuentes externas, como el originado por personas y por trabajos de construcción y reparación, influya en el nivel de ruido a bordo del buque en los lugares de medición. Si es necesario, las lecturas podrán corregirse en cuanto al ruido de fondo permanente, conforme al principio de la suma de energía.



3.4.3 Procedimientos de medición y toma de datos.

- Durante la medición del nivel de ruido sólo se hallarán presentes en el espacio de que se trate los hombres de mar necesarios para las operaciones del buque y las personas que efectúen las mediciones.
- Las lecturas del nivel de la presión acústica deberán aparecer expresadas en decibelios utilizando un filtro de ponderación A dB(A) y, si es necesario, también en bandas de octava de entre 31,5 y 8 000 Hz, a fin de determinar el número ISO NR tal como se prescribe en el Capítulo 4 de la Resolución A 486 (XII) de OMI.
- Se ajustará el sonómetro a la modalidad de respuesta "lenta" y se anotarán las lecturas del aparato correspondientes al decibelio más próximo. El tiempo de medición será de 5 segundos por lo menos. Si el nivel indicado por el aparato fluctúa en una gama de valores no superior a 5 dB(A) entre el máximo y el mínimo, se hará un cálculo del nivel promedio.
- Si las fluctuaciones exceden de 5 dB(A), o si el sonido es de carácter cíclico, irregular o intermitente, se utilizará un sonómetro integrador ajustado para ponderación A. La integración se efectuará durante un periodo mínimo de 30 segundos.

3.4.4 Calibración del sonómetro.

- El sonómetro se calibrará con ayuda del calibrador antes y después de efectuar las mediciones.

3.4.5 Procedimiento de medición.

Salvo indicación expresa en otro sentido, las mediciones se harán con el micrófono colocado a una altura de entre 1,2 m y 1.6 m sobre cubierta. La distancia mínima entre dos puntos de medición será de 2 m, y en los espacios grandes en que no haya máquinas las mediciones se efectuarán en puntos cuya distancia intermedia no exceda de 7 m, incluidos los caracterizados por tener niveles de ruido máximos. En las bodegas de carga de grandes dimensiones no será necesario efectuar más de tres mediciones. En ningún caso se efectuarán éstas a menos de 0,5 m de los mamparos límite del espacio.

3.4.5.1 En espacios de alojamiento.

- Se hará una medición en medio del espacio. Se desplazará el micrófono lentamente en sentido horizontal y/o vertical una distancia de 1 m y se anotará la media registrada. Se realizarán mediciones adicionales en otros puntos si hay diferencias considerables, es decir, de más de 10 dB(A), entre niveles acústicos dentro del alojamiento, especialmente a la altura de la cabeza de una persona sentada o echada.



3.4.5.2 En espacios de máquinas.

- Se efectuarán mediciones en los puestos principales de trabajo y de mando que la gente de mar ocupa en los espacios de máquinas y en las cámaras de mando adyacentes, si las hubiere, prestando especial atención a los lugares en que haya teléfonos y a los puestos en que la comunicación hablada y las señales acústicas sean importantes.
- Normalmente no se tomarán lecturas a menos de 1 m de máquinas en funcionamiento, o de cubiertas, mamparos u otras superficies grandes, ni tampoco de conductos de admisión de aire. Cuando esto no sea posible, las mediciones se efectuarán en un punto que equidiste de las máquinas y las superficies reflectantes adyacentes.
- Las mediciones correspondientes a las máquinas que constituyen una fuente de sonido se harán a 1 m de las mismas. Se efectuarán mediciones a una altura de 1,2 m a 1,6 m por encima de cubiertas, plataformas o pasillos, del modo siguiente:
 - A 1 m de fuentes de ruido como las indicadas a continuación, y a intervalos que no excedan de 3 m alrededor de ellas:
 - Turbinas o motores principales a cada nivel.
 - Engranajes principales.
 - Turbosoplantes.
 - Purificadores.
 - Alternadores y generadores eléctricos.
 - Plataforma de encendido de calderas.
 - Ventiladores de tiro forzado o ventiladores extractores.
 - Compresores.
 - Bombas de carga (incluidos sus motores o turbinas de accionamiento).

(A fin de evitar una serie innecesariamente larga y poco práctica de mediciones y registros del ruido en el caso de máquinas grandes y de espacios de grandes dimensiones para máquinas en los que el nivel de la presión acústica medido en dB(A) a los intervalos que se han señalado no varíe considerablemente, no será necesario registrar el valor correspondiente a cada posición. No obstante, se efectuarán y se registrarán las mediciones correspondientes a posiciones representativas y a las caracterizadas por un nivel de presión acústica máximo, y en todo caso se registrarán no menos de cuatro mediciones de cada nivel).

- En puestos de control locales, como el de maniobra principal o el de maniobra de emergencia de la máquina principal, y en las cámaras de mando de máquinas.



- en todos los demás lugares que habitualmente se visitarían durante la inspección ordinaria y las operaciones corrientes de ajuste y mantenimiento.
- En puntos de todas las vías de acceso normalmente utilizadas, a menos que ya quedaran comprendidos en las posiciones antes indicadas, a intervalos que no excedan de 10 m.
- En recintos situados dentro del espacio de máquinas, como, por ejemplo, talleres.

(Al igual que se indico antes, con el fin de evitar una serie innecesariamente larga y poco práctica de mediciones y registros del ruido en el caso de máquinas grandes y de espacios de grandes dimensiones para máquinas en los que el nivel de la presión acústica medido en dB(A) a los intervalos que se han señalado no varíe considerablemente, no será necesario registrar el valor correspondiente a cada posición. No obstante, se efectuarán y se registrarán las mediciones correspondientes a posiciones representativas y a las caracterizadas por un nivel de presión acústica máximo, y en todo caso se registrarán no menos de cuatro mediciones de cada nivel).

3.4.5.3 En puestos de servicio.

Se medirá el nivel del ruido en todos los puntos en que se realizan trabajos. Se efectuarán otras medidas en los espacios en que se hallen los puestos de servicio si se sospecha que hay variaciones en los niveles de ruido en las proximidades de dichos puestos de servicio.

3.4.5.4 En espacios no ocupados habitualmente.

- Además de los espacios a que se hace referencia en los puntos anteriores se efectuarán mediciones en todos los puntos en los que la gente de mar pueda estar expuesta a niveles de ruido extremadamente elevados, aunque sea durante períodos relativamente cortos, y en los lugares de emplazamiento de máquinas que se utilicen sin continuidad, como los correspondientes a las bombas de descarga.
- A fin de limitar el número de mediciones y de registros, no será necesario medir los niveles del ruido en espacios, bodegas y zonas de cubierta no ocupados habitualmente ni en otros espacios muy alejados de las fuentes de ruido o en los que una investigación preliminar muestre que los niveles son claramente inferiores al límite especificado.

3.4.5.5 Cubierta expuesta.

Se efectuarán mediciones en toda zona destinada a fines de recreo y, además, cuando una investigación preliminar indique que existe la posibilidad de que se excedan los límites especificados.



3.4.5.6 Orificios de admisión y escape.

Cuando se midan los niveles de ruido en los orificios de admisión y escape de motores y cerca de los sistemas de ventilación, climatización y refrigeración, el micrófono se colocará, si es posible, apartado del chorro de gases, a 1 m del borde del orificio de admisión o de escape y a un ángulo de 30° con respecto a la dirección del chorro de gases, y lo más lejos posible de las superficies reflectantes.

3.5 Normativa a cumplir y puntos a investigar.

Tal y como ya se ha mencionado, salvo por exigencias contractuales mucho más estrictas de niveles de presión sonora en algunos buques (el buque sísmico y alguno de los ferries de H.J. Barreras), la tónica general del resto de buques es tomar como referencia la Resolución A 486 (XII) de IMO y someterla a la aceptación y requisitos de la Sociedad de Clasificación correspondiente.

Aquí es donde está el kit del problema que planteo en este trabajo de investigación y es que yo no considero APTA una medición que sobrepasa en más de 3 dB(A) cualquiera de las bandas de octava de su espectro, aunque el nivel de presión medio total sea igual o inferior a esos 3 dB(A). Esta misma consideración es la que se tiene en cuenta en los criterios de confort acústico NR, NC y PNC.

Es decir, si en un camarote se exige una NR 50 y yo mido una NR 51 o NR 52 sin que en ninguna de las bandas de octava se superen 3 dB(A) puedo admitir como válida esa medición (apelando al margen de error) si pasa en un número muy pequeño de camarotes frente al total de ellos; pero **No puedo admitir el punto como válido** si en alguna de las bandas de octava se sobrepasan esos 3 dB(A), aunque siga dando como nivel de presión media una NR 51, NR 52 o NR 53.

Las Sociedades de clasificación admiten estos puntos como válidos, yo, sin embargo, creo que están equivocadas y tener un punto disparado así, dentro del espectro de un sonido, es “pan para hoy y hambre para mañana”, es decir, será el punto por el que rompa la curva NR requerida y en muy poco tiempo, con el uso y las horas de servicio del buque, si al poco tiempo se vuelve a medir el local, se podrá comprobar que justo ése será un punto que, con toda seguridad, no cumplirá con el nivel de confort acústico requerido.

Proponiendo un símil que puede ayudar a ilustrar este tema, diría que cuando se entrega un buque con “puntos singulares” como los descritos aquí, es como si fueses a comprar un coche y te lo vendiesen con las ruedas o la dirección desequilibradas, al principio sólo notarías una pequeña vibración, pero en poco tiempo esa vibración crecerá hasta hacer muy incómoda la conducción.

En un buque de pasaje, si esta situación se da en sus camarotes, al poco tiempo de entrar en servicio, el armador, seguramente empezará a recibir que-



jas de ruido y molestias por parte de sus pasajeros y a medio plazo tendrá que gastar bastante dinero en ponerle solución al problema.

La Resolución A468 (XII) de IMO ha sido creada para que sirva de guía a las Administraciones acerca de los principios relativos a la reducción del ruido a bordo de los buques en general. Su finalidad es alentar y fomentar esa reducción a nivel nacional dentro del marco de directrices convenidas internacionalmente. El objetivo principal de esta norma es orientar a las Administraciones en cuanto a los niveles máximos de ruido y a los límites de exposición al ruido. No va destinado a ser incorporado directamente a la legislación nacional mediante referencia o reproducción, si bien podría servir de base para dicha legislación.

En la Resolución A468 (XII) de IMO no contempla excepciones ni tolerancias y habla de niveles máximos de exposición laboral (nivel de energía acústica, o sea un nivel de presión acústica durante 8 horas), no de confort (curvas NR, NC y PNC) con curvas de nivel de presión acústica en las frecuencias centrales de bandas de octava admitidas para cada local o uso, con valores de nivel de presión acústica que no se pueden sobrepasar en ninguna frecuencia central).

Las Sociedades de Clasificación, sin embargo, sí admiten excepciones que son las que se discuten en este trabajo de investigación. Sirva como ejemplo el extracto del reglamento de Julio de 2011 del Bureau Veritas que en la Parte E; Capítulo 6 Sección 1 párrafo 2.2.3 dice:

“2.2.3 Levels are measured in several locations of each space of the ship. The granted comfort class grade is given on condition that none of the measured levels exceeds the corresponding requested limits.

A tolerance on noise levels may be accepted but shall not exceed the following maximum values:

- *3 dB(A) for 18% of all cabins and 5 dB(A) for 2% of all cabins (with a minimum of 1 cabin).*
- *3 dB(A) for 25% of measuring points and 5 dB(A) for 5% of measuring points, in other spaces.*
- *1 dB for 20% of apparent weighted sound reduction indexes $R'w$ and impact noise indexes $L'n,w$ and 2 dB for 10% of apparent weighted sound reduction indexes $R'w$ and impact noise indexes $L'n,w$ (with a minimum of 1 partition or floor)...*

Nota 1: Cuando este reglamento habla de 3 dB(A), está indicando nivel de presión acústica. Es decir, está hablando de confort acústico (No está hablando de nivel equivalente de ruido, es decir de exposición laboral a éste).

Nota 2: $R'w$ es el aislamiento acústico bruto de un local respecto a otro y es equivalente al aislamiento específico del elemento separador de los dos locales:

$$R'w = L_{l1} - L_{l2} = L_{p1} - L_{p2} \text{ en dB}$$

Siendo:



L_{11} el nivel de intensidad acústica en el local emisor.

L_{12} el nivel de intensidad acústica en el local receptor.

L_{p1} es el nivel de presión acústica en el local emisor.

L_{p2} es el nivel de presión acústica en el local receptor.

3.6 Listado de Buques estudiados y Nº de Mediciones realizadas.

En la siguiente tabla se recogen los buques estudiados y el Nº de mediciones de ruido realizados en cada uno de ellos siguiendo el mismo protocolo de medidas. Recordemos que todos estos buques han cumplido con los requerimientos de medida de ruido exigidos en sus correspondientes contratos. Posteriormente se presentarán y estudiarán los puntos considerados válidos y definidos en este trabajo como puntos singulares:

Cion y As- tillero		NOMBRE	TIPO	L _{tot} (m)	Manga (m)	Puntal (m)	T _{proy} (m)	Año Entrega	Nº Pun- tos Ruido Medidos
1632	HJB	Urondo	Arrastrero	39	8,8	3,75	3,25	2004	10
1631	HJB	Ur Ertza	Arrastrero	39	8,8	3,75	3,25	2004	10
1624	HJB	ALBATÚN TRES	Atunero	115,93	16,6	7,5	6,8	2004	16
1623	HJB	ALBATÚN DOS	Atunero	115,93	16,6	7,5	6,8	2004	16
1583	HJB	Monte Lu- cía	Atunero	91,9	15,2	7,1	6,5	2001	18
1574	HJB	Intertuna Tres	Atunero	115,93	16,6	7,5	6,8	2000	16
1575	HJB	Gran Ca- naria Car	Car-carrier	129	21,2	9,3	5,2	2001	17
308	Jul	Varna	Carga Gen.	124	21	10,5	8	1987	68
310	Jul	Cardona	Carga Gen.	140	20	10,16	7,8	1987	49
1666	HJB	Volcan del Teide	Ferry	175	26,4	9,5	6,4	2010	79
1663	HJB	Passió per Formentera	Ferry	101	17	6	4,3	2009	52
1661	HJB	Abel Matu- tes	Ferry	190	26	9,2	6,3	2010	56
1650	HJB	Volcan de Taburiente	Ferry	130,5	21,6	7,8	5	2006	48
1646	HJB	Seven Sis- ters	Ferry	142,5	24,2	8,35	5,7	2006	39
1645	HJB	Côte D'albatre	Ferry	142,5	24,2	8,35	5,7	2006	39
1626	HJB	Volcán de Timanfaya	Ferry	142,5	24,2	8,35	5,7	2005	38



Cion. y Astillero		NOMBRE	TIPO	L _{tot} (m)	Manga (m)	Puntal (m)	T _{proy} (m)	Año Entrega	Nº Puntos Ruido Medidos
1625	HJB	Volcán de Tamasite	Ferry	142,5	24,2	8,35	5,7	2004	38
1617	HJB	Volcán de Tindaya	Ferry	78,1	15,5	4,8	3,3	2003	21
1612	HJB	Atalaya de Alcudia	Ferry	160	23,2	8	6,2	2003	26
1580	HJB	Sorolla	Ferry	172	26,2	9,2	6,2	2001	85
1570	HJB	Aratere	Ferry	150	20,25	7,6	5,5	1998	38
1543	HJB	Baottouta Dos	Ferry	116	18,9	7,15	5	1993	35
1586	HJB	Salica Frigo	Frigorífico	132,9	18,8	10,28	7,3	2001	31
323	Jul	Viñales	Frigorífico	105,56	16	9,6	6,8	1990	67
324	Jul	Yumuri	Frigorífico	105,56	16	9,6	6,8	1989	67
325	Jul	Escambray	Frigorífico	105,56	16	9,6	6,8	1991	67
1589	HJB	Celanova	LPG	120	20	10,8	5,6	2003	64
326	Jul	Mª Cristina Giralt	LPG	79,80	13			1991	60
349	Jul	Bunga Mas Satu	Portacont	135,20	20,8	10,5	7,72	1995	44
1551	HJB	Fernando M. Pereda	Portacont	149,20	23	11,2	7,4	1998	25
1629	HJB	Guyenne	Quimiquero	119,9	18,8	10,5	7,1	2006	24
345	Jul	Turid Knut-sen	Quimiquero	162,52	23	14,8	9,7	1993	95
357	Jul	Botany Triumph	Quimiquero	148,44	23	12,95	9,95	1997	81
358	Jul	Jo Ask	Quimiquero	148,44	23	12,95	9,95	1997	98
359	Jul	Jo Eik	Quimiquero	148,44	23	12,95	9,95	1998	69
1568	HJB	Alexander	Quimiquero	115,31	18,6	10,25	7,1	1998	35
360	Jul	Slot Span	Quimiquero	154,10	23,72	13,35	10,1	1999	41
367	Izar	Guanaco	Quimiquero	161,25	23	12,95	9,81	2003	31
1600	HJB	Galicia	Ro-Ro	149,40	21	7	5,85	2003	16
1595	HJB	Neptune Dynamics	Ro-Ro	155	24,4	8	6	2002	17
1594	HJB	Neptune Aegli	Ro-Ro	155	24,4	8	6	2002	17
1593	HJB	Suar Vigo	Ro-Ro	149,40	21	7	5,85	2003	16
1592	HJB	BOUZAS	Ro-Ro	141,90	21	7	6	2002	16
1591	HJB	Tenerife Car	Ro-Ro	132,8	21,2	7,1	5,2	2002	17
1657	HJB	WG Co-lumbus	Sísmico	90,5	19	8	6	2009	75
									TOTAL 1887



4 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA INVESTIGACIÓN

4.1 Puntos singulares obtenidos. Representación y estudio.

A continuación, se compararán, numéricamente en una tabla, los valores de la curva NR correspondiente con los obtenidos en las mediciones. En la medida de lo posible se presentará un pequeño sketch de situación en el buque. Finalmente se representarán gráficamente los espectros acústicos de la curva NR correspondiente y el de la medición.

Finalmente se realizará un análisis de los resultados obtenidos.

Por motivos de discreción y confidencialidad de estos datos, que se pueden considerar sensibles, no se va a relacionar de forma intencionada el punto de medición con el buque medido.

Las curvas NR (Noise Rating) recordemos que representan el nivel de presión acústica, en un local, capaz de ser detectado por el oído humano en cada banda de octava de un espectro sonoro.

Es decir en una NR 60, el oído humano percibirá la sensación de recibir 60 dB(A) en todas las bandas centrales de octava, aunque los dB(A) de cada banda, realmente, sean mayores por debajo de 1000 Hz (cuanto más baja sea la frecuencia más aumentan) y menores por encima de 1000 Hz (cuanto más aumenta la frecuencia más decrecen).

Estas curvas NR están formadas por los valores numéricos que se indican en la siguiente tabla:



CURVAS NR

Frecuencias centrales (Hz)

NR	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0	55,4	35,5	22,0	12,0	4,8	0,0	-3,5	-6,1	-8,0
5	58,8	39,4	26,3	16,6	9,7	5,0	1,6	-1,0	-2,8
10	62,2	43,4	30,7	21,3	14,5	10,0	6,6	4,2	2,3
15	65,6	47,3	35,0	25,9	19,4	15,0	11,7	9,3	7,4
20	69,0	51,3	39,4	30,6	24,3	20,0	16,8	14,4	12,6
25	72,4	55,2	43,7	35,2	29,2	25,0	21,9	19,5	17,7
30	75,8	59,2	48,1	39,9	34,0	30,0	26,9	24,7	22,9
35	79,2	63,1	52,4	44,5	38,9	35,0	32,0	29,8	28,0
40	82,6	67,1	56,8	49,2	43,8	40,0	37,1	34,9	33,2
45	86,0	71,0	61,1	53,6	48,6	45,0	42,2	40,0	38,3
50	92,9	75,0	65,5	58,5	53,5	50,0	47,2	45,2	43,5
55	89,4	78,9	69,8	63,1	58,4	55,0	52,3	50,3	48,6
60	96,6	82,9	74,2	67,8	63,2	60,0	57,4	55,4	53,8
65	99,7	86,8	78,5	72,4	68,1	65,0	62,5	60,5	58,9
70	103,1	90,8	82,9	77,1	73,0	70,0	67,5	65,7	64,1
75	106,5	94,7	87,2	81,7	77,9	75,0	72,6	70,8	69,2
80	109,9	98,7	91,6	86,4	82,7	80,0	77,7	75,9	74,4
85	113,3	102,6	95,9	91,0	87,6	85,0	82,8	81,0	79,5
90	116,7	106,6	100,3	95,7	92,5	90,0	87,8	86,2	84,7
95	120,1	110,5	104,6	100,3	97,3	95,0	92,9	91,3	89,8
100	123,5	114,5	109,0	105,0	102,2	100,0	98,0	96,4	95,0
105	126,9	118,4	113,3	109,6	107,1	105,0	103,1	101,5	100,1
110	130,3	122,4	117,7	114,3	111,9	110,0	108,1	106,7	105,3
115	133,7	126,3	122,0	118,9	116,8	115,0	113,2	111,8	110,4
120	137,1	130,3	126,4	123,6	121,7	120,0	118,3	116,9	115,6
125	140,5	134,2	130,7	128,2	126,6	125,0	123,4	122,0	120,7
130	143,9	138,0	135,1	132,9	131,4	130,0	128,4	127,2	125,9

Niveles de presión sonora en bandas de octava (dBA)

Tabla 42 Curvas NR

Si representamos gráficamente estos valores obtendremos los espectros sonoros de cada una de las curvas NR:



Espectros sonoros Curvas NR

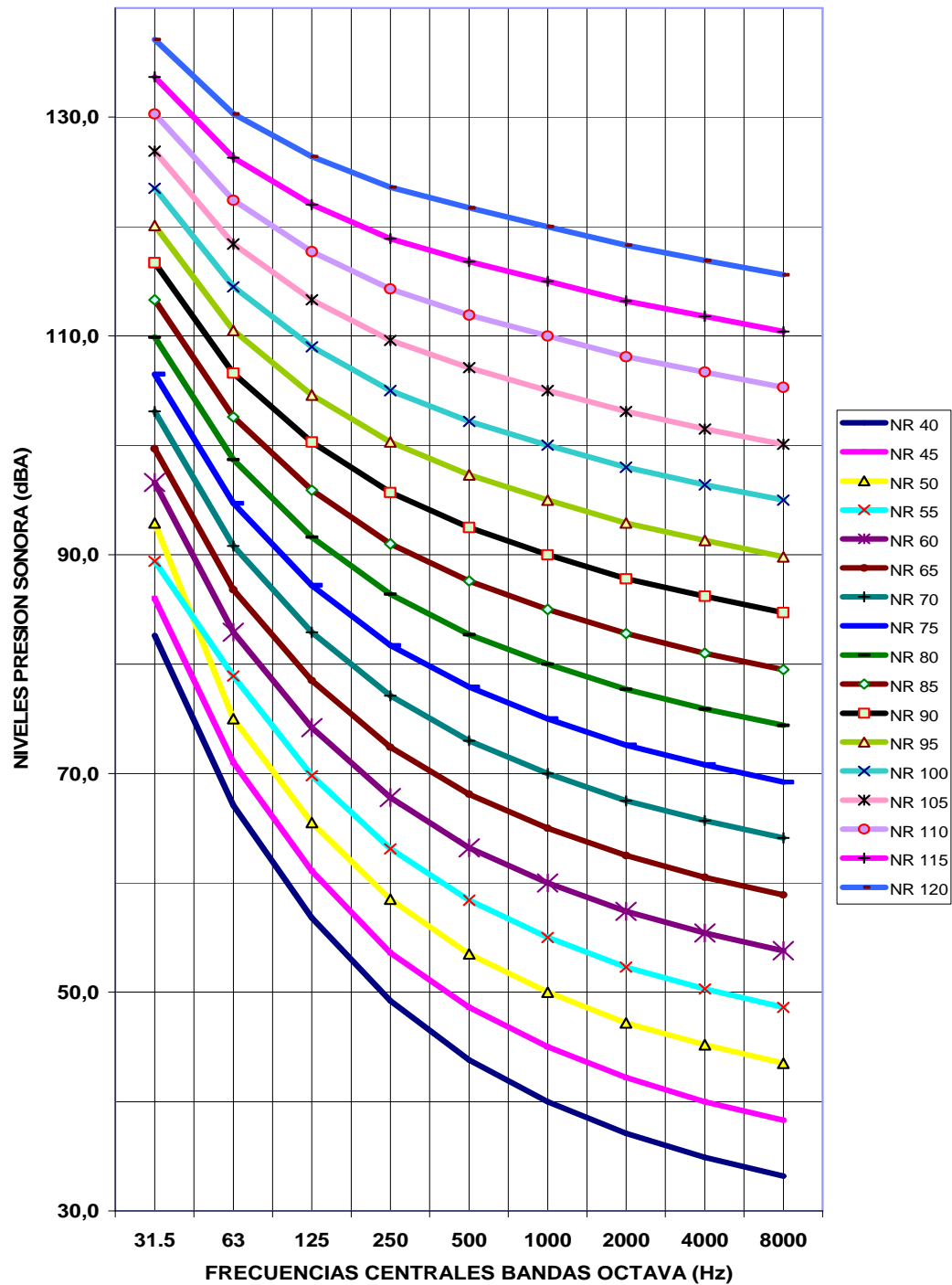


Figura 222 Espectros sonoros Curvas NR

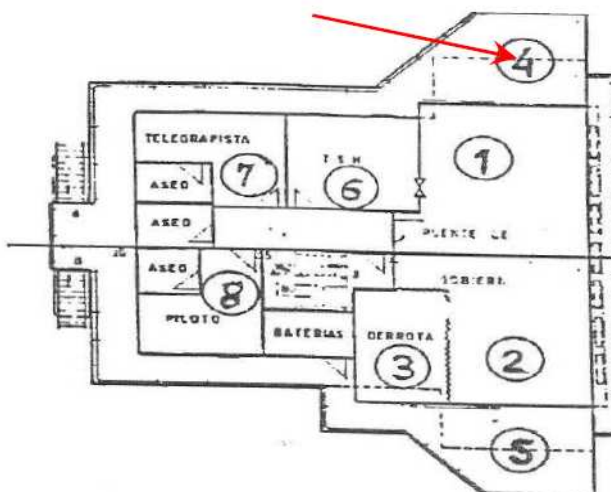
Se adjunta, a continuación, el listado de puntos singulares obtenidos en el proceso de investigación efectuado para realizar esta tesis:



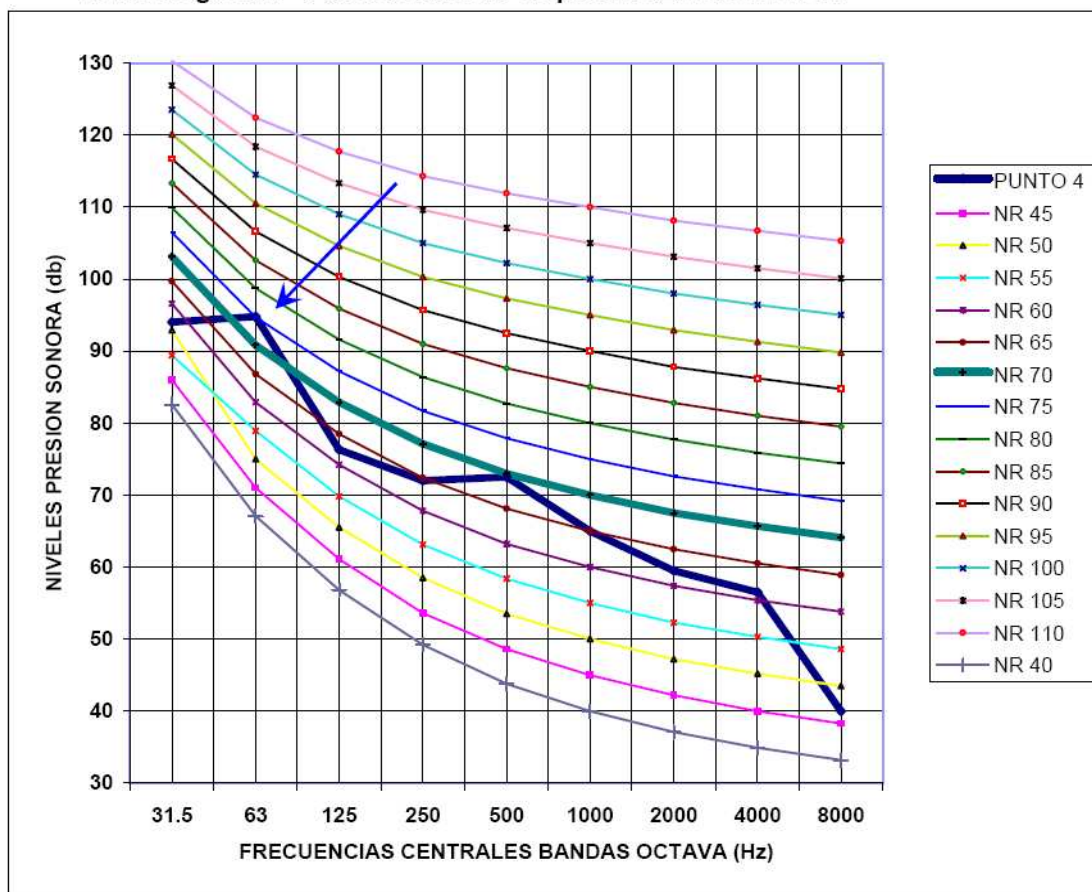
PUNTO 1 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 70

Hz	NR 70	Valor Medida	Diferencia
31.5	103,1	94	-9,1
63	90,8	94,8	4,0
125	82,9	76,3	-6,6
250	77,1	72	-5,1
500	73,0	72,5	-0,5
1000	70,0	65	-5,0
2000	67,5	59,5	-8,0
4000	65,7	56,5	-9,2
8000	64,1	40	-24,1

dB(A) dB(A) dB(A)



Punto singular N° 4 del Sketch a 63 Hz pasa 4 dBA de la NR 70

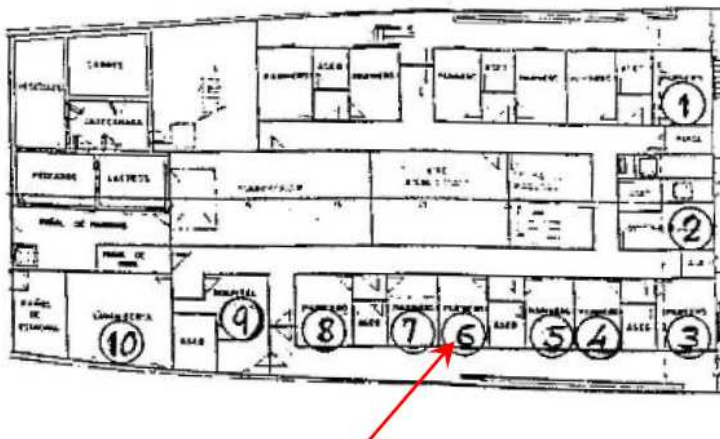


Para el Punto 4 del sketch localizado en la posición **Alerón Puente BR**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 71.9 dB(A). Esto supone superar en 1.9 dB(A) la curva NR 70 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

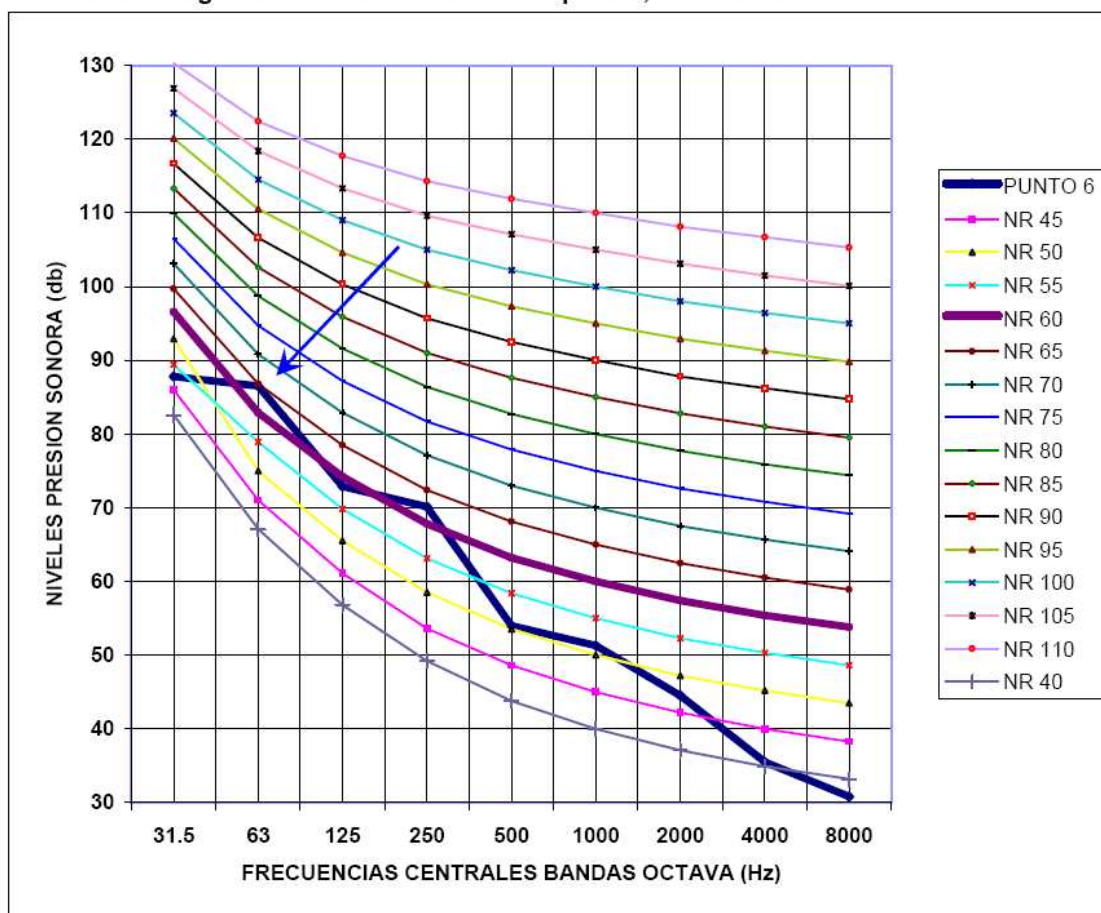


PUNTO 2 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31.5	96,6	87,8	-8,8
63	82,9	86,5	3,6
125	74,2	72,9	-1,3
250	67,8	70,1	2,3
500	63,2	54	-9,2
1000	60,0	51,3	-8,7
2000	57,4	44,5	-12,9
4000	55,4	35,5	-19,9
8000	53,8	30,8	-23,0
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 6 del Sketch a 63 Hz pasa 3,6 dBA de la NR 60



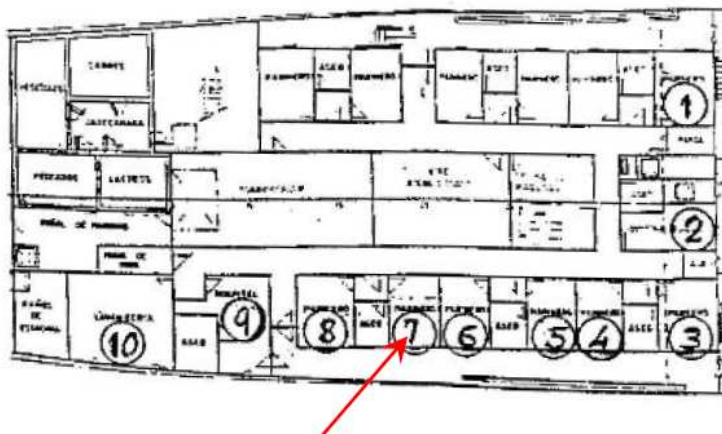
Para el Punto 6 del sketch localizado en la posición **Camarote Navegante A**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 62.5 dB(A). Esto supone superar en 2.5 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.



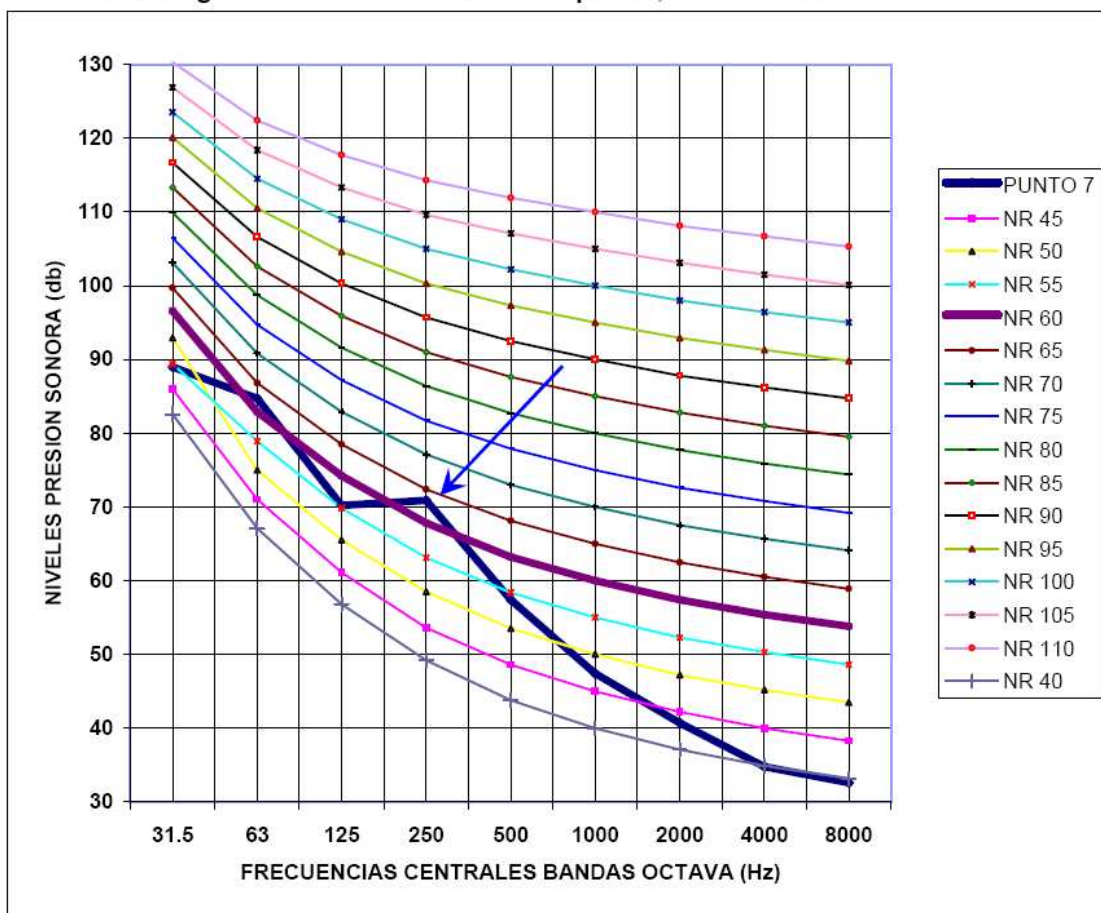
PUNTO 3 Punto singular detectado a 250 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31.5	96,6	89	-7,6
63	82,9	84,7	1,8
125	74,2	70,2	-4,0
250	67,8	70,9	3,1
500	63,2	57,4	-5,8
1000	60,0	47,4	-12,6
2000	57,4	40,7	-16,7
4000	55,4	34,8	-20,6
8000	53,8	32,6	-21,2

dBA dBA dBA



Punto singular N° 7 del Sketch a 250 Hz pasa 3,1 dBA de la NR 60

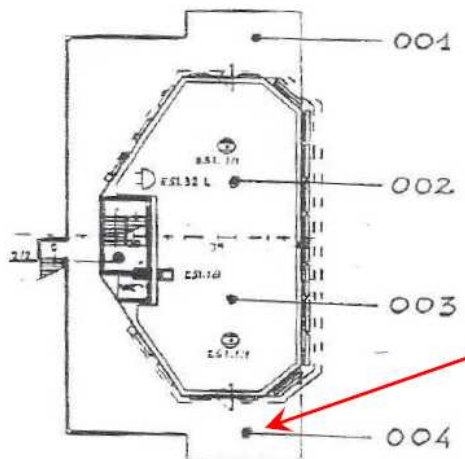


Para el Punto 7 del sketch localizado en la posición **Camarote Navegante B**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 62.8 dB(A). Esto supone superar en 2.8 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 250 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

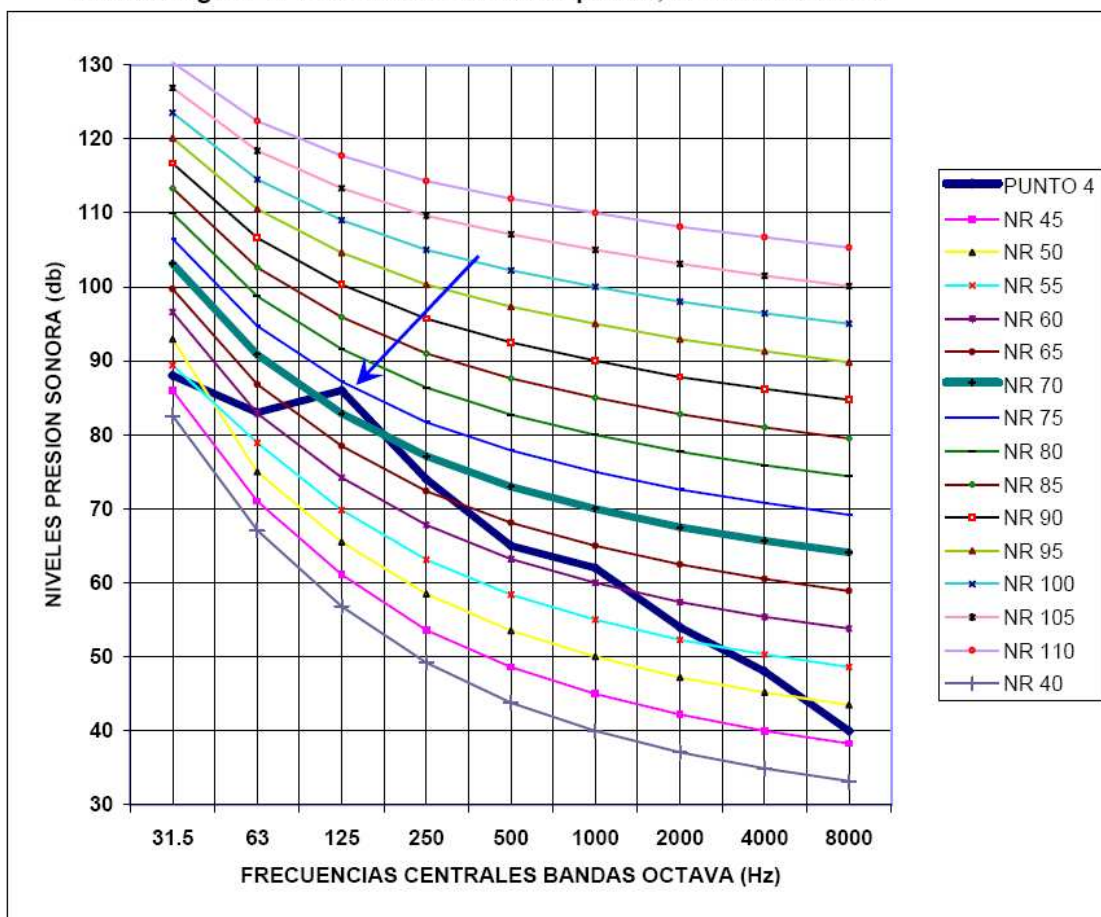


PUNTO 4 Punto singular detectado a 125 Hz para la NR 70

Hz	NR 70	Valor Medida	Diferencia
31.5	103,1	88	-15,1
63	90,8	83	-7,8
125	82,9	86	3,1
250	77,1	74	-3,1
500	73,0	65	-8,0
1000	70,0	62	-8,0
2000	67,5	54	-13,5
4000	65,7	48	-17,7
8000	64,1	40	-24,1
dBA dBA dBA			



Punto singular N° 4 del Sketch a 125 Hz pasa 3,1 dBA de la NR 70



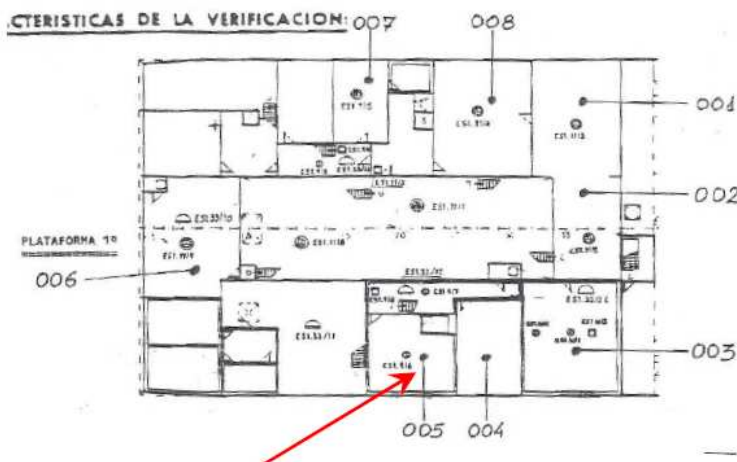
Para el Punto 4 del sketch localizado en la posición **Alerón Puente ER**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 72 dB(A). Esto supone superar en 2 dB(A) la curva NR 70 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 125 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.



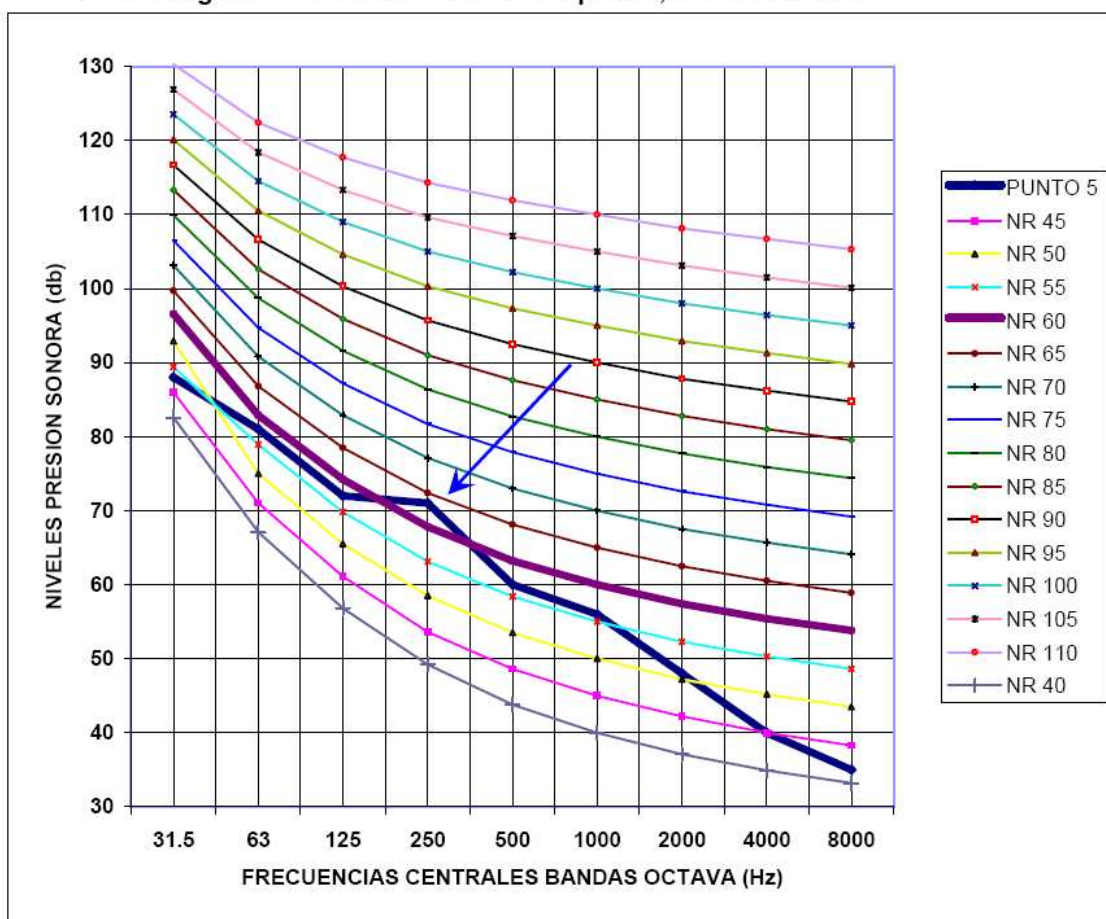
PUNTO 5 Punto singular detectado a 250 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31,5	96,6	88	-8,6
63	82,9	81	-1,9
125	74,2	72	-2,2
250	67,8	71	3,2
500	63,2	60	-3,2
1000	60,0	56	-4,0
2000	57,4	48	-9,4
4000	55,4	40	-15,4
8000	53,8	35	-18,8

dBA dBA dBA



Punto singular N° 5 del Sketch a 250 Hz pasa 3,2 dBA de la NR 60

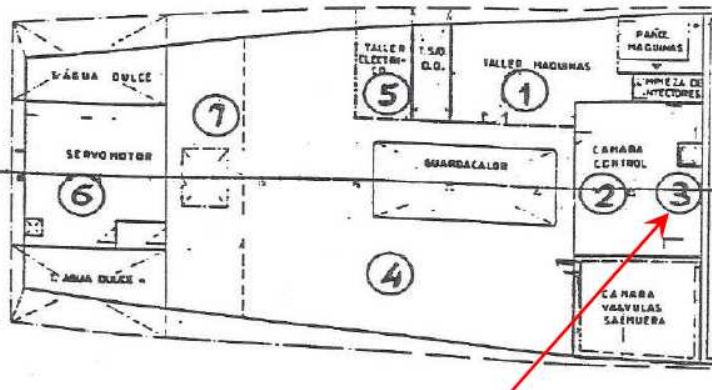


Para el Punto 5 del sketch localizado en la posición **Camarote Maquinista**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 62 dB(A). Esto supone superar en 2 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 250 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

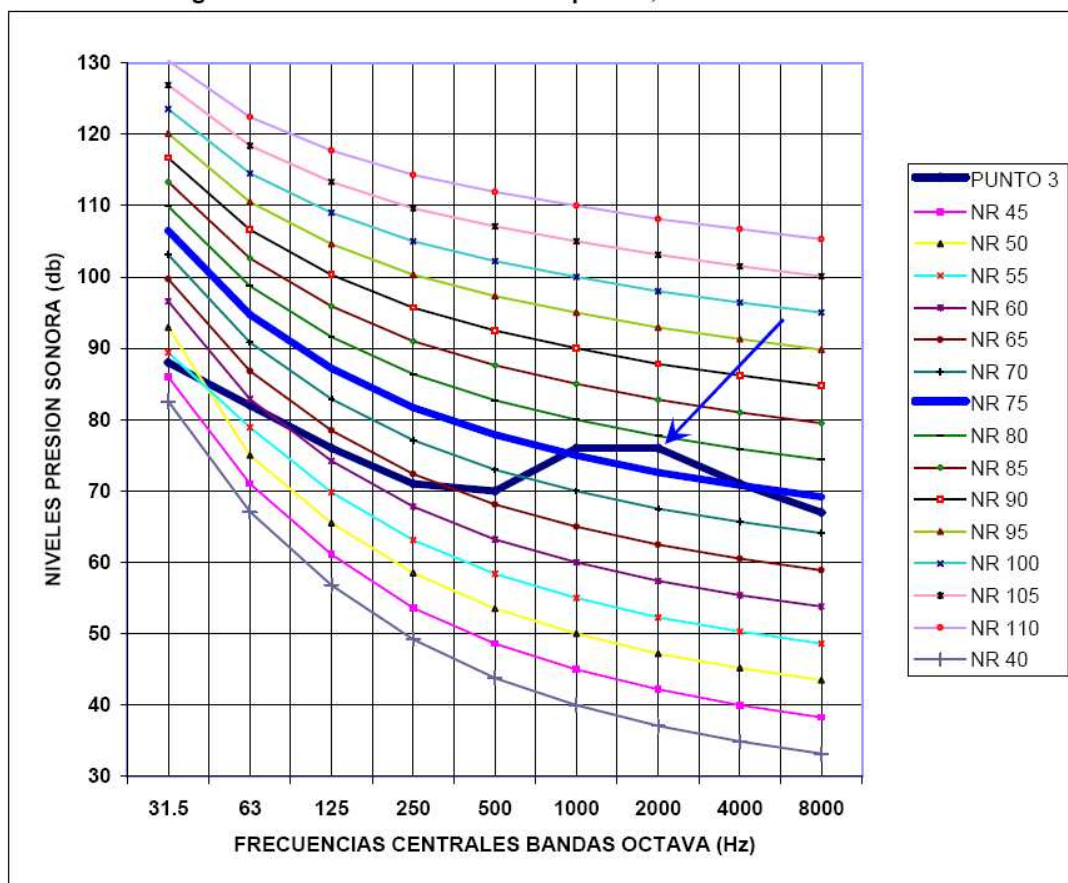


PUNTO 6 Punto singular detectado a 2000 Hz para la NR 75

H _z	NR 75	Valor Medida	Diferencia
31,5	106,5	88	-18,5
63	94,7	82	-12,7
125	87,2	76	-11,2
250	81,7	71	-10,7
500	77,9	70	-7,9
1000	75,0	76	1,0
2000	72,6	76	3,4
4000	70,8	71	0,2
8000	69,2	67	-2,2
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 3 del Sketch a 2000 Hz pasa 3,4 dBA de la NR 75



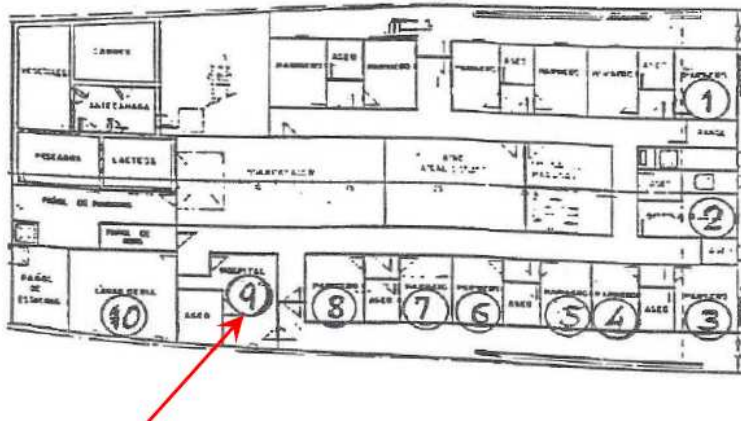
Para el Punto 3 del sketch localizado en la posición **Cabina Control de Máquinas**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 77 dB(A). Esto supone superar en 2 dB(A) la curva NR 75 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 2000 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.



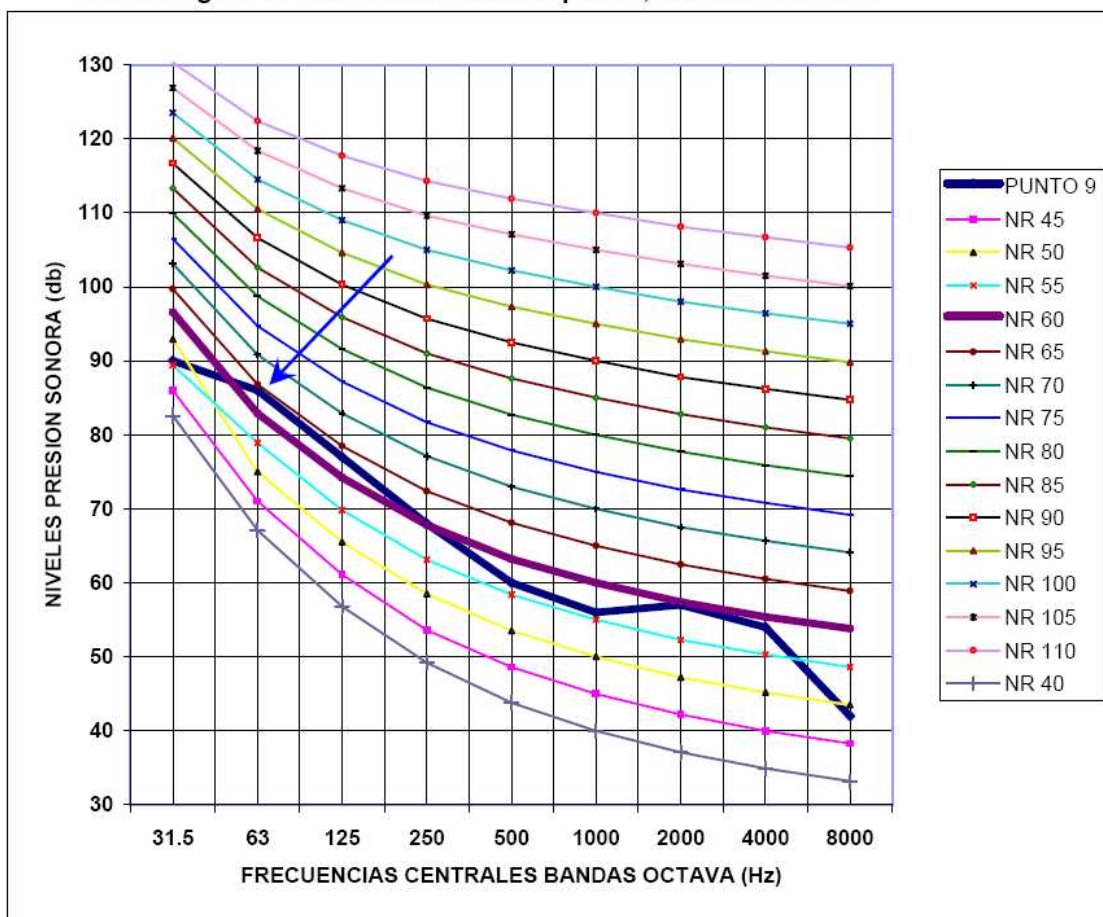
PUNTO 7 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31,5	96,6	90	-6,6
63	82,9	86	3,1
125	74,2	77	2,8
250	67,8	68	0,2
500	63,2	60	-3,2
1000	60,0	56	-4,0
2000	57,4	57	-0,4
4000	55,4	54	-1,4
8000	53,8	42	-11,8

dB(A) dB(A) dB(A)



Punto singular N° 9 del Sketch a 63 Hz pasa 3,1 dB(A) de la NR 60



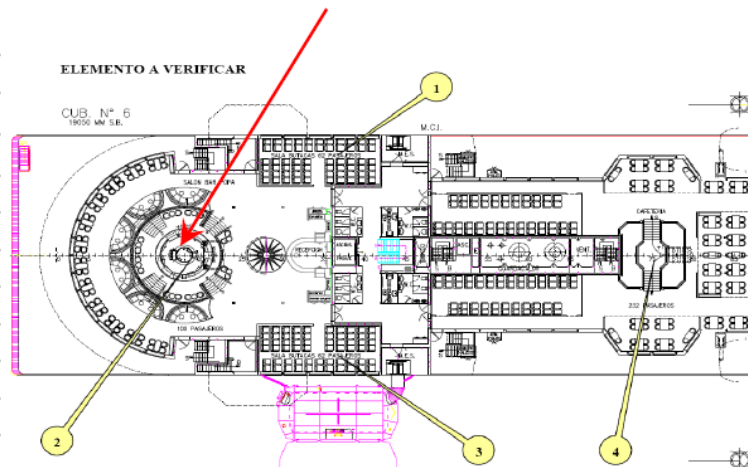
Para el Punto 9 del sketch localizado en la posición **Hospital**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 63 dB(A). Esto supone superar en 3 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (igual a 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.



PUNTO 8 Punto singular detectado a 31,5 Hz para la NR 60

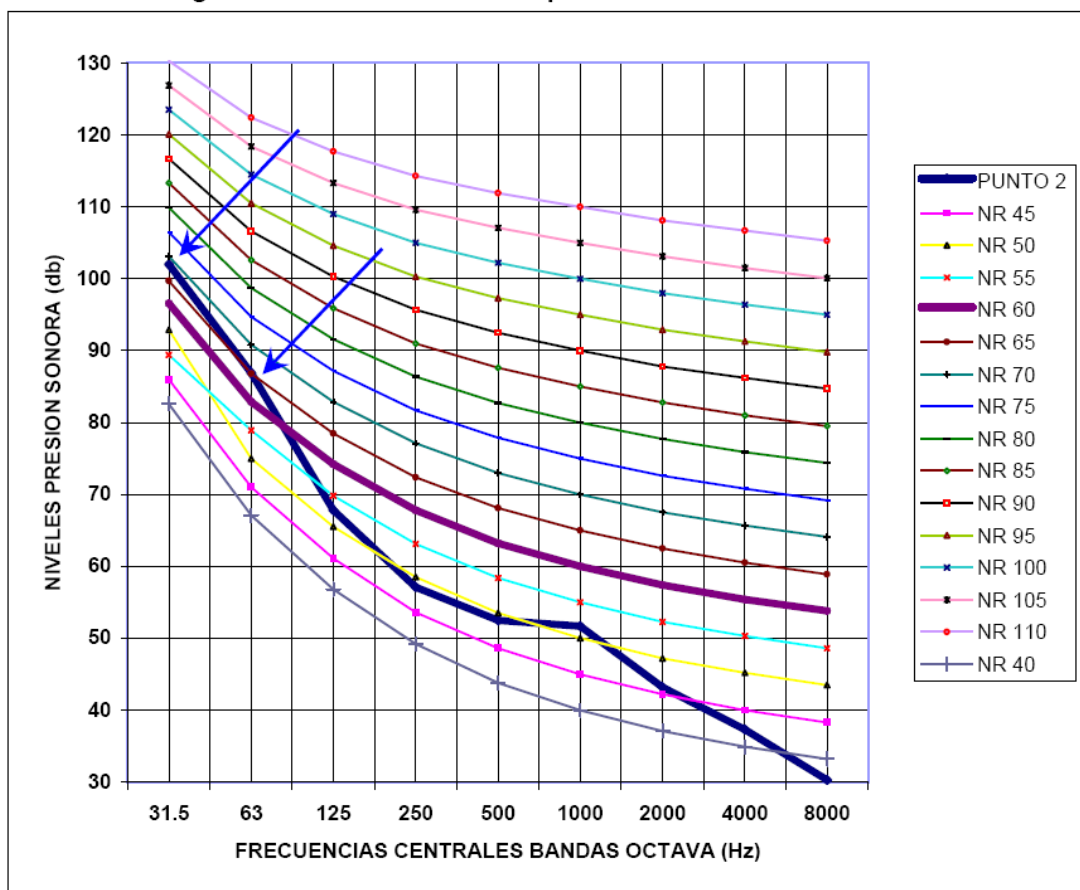
PUNTO 9 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31.5	96,6	102	5,4
63	82,9	86,9	4,0
125	74,2	67,8	-6,4
250	67,8	57,1	-10,7
500	63,2	52,5	-10,7
1000	60,0	51,7	-8,3
2000	57,4	43,2	-14,2
4000	55,4	37,3	-18,1
8000	53,8	30,3	-23,5
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 2 del Sketch a 31,5 Hz pasa 5,4 dBA de la NR 60

Punto singular N° 2 del Sketch a 63 Hz pasa 4 dBA de la NR 60

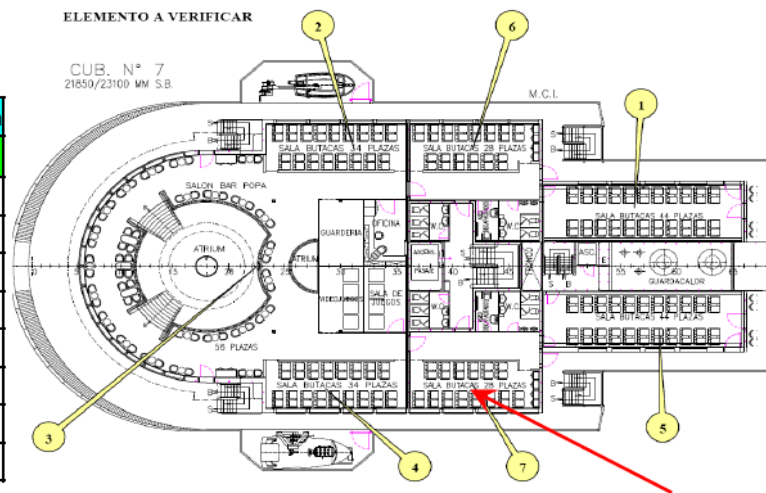


Para el Punto 2 del sketch localizado en la posición **Salón Popa Centro Cta 6**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 63 dB(A). Esto supone superar en 3 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (igual a 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para las octavas de 31,5 Hz y 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, estos puntos **NO CUMPLEN** la norma (ni la NR correspondiente). Son **PUNTOS SINGULARES**.

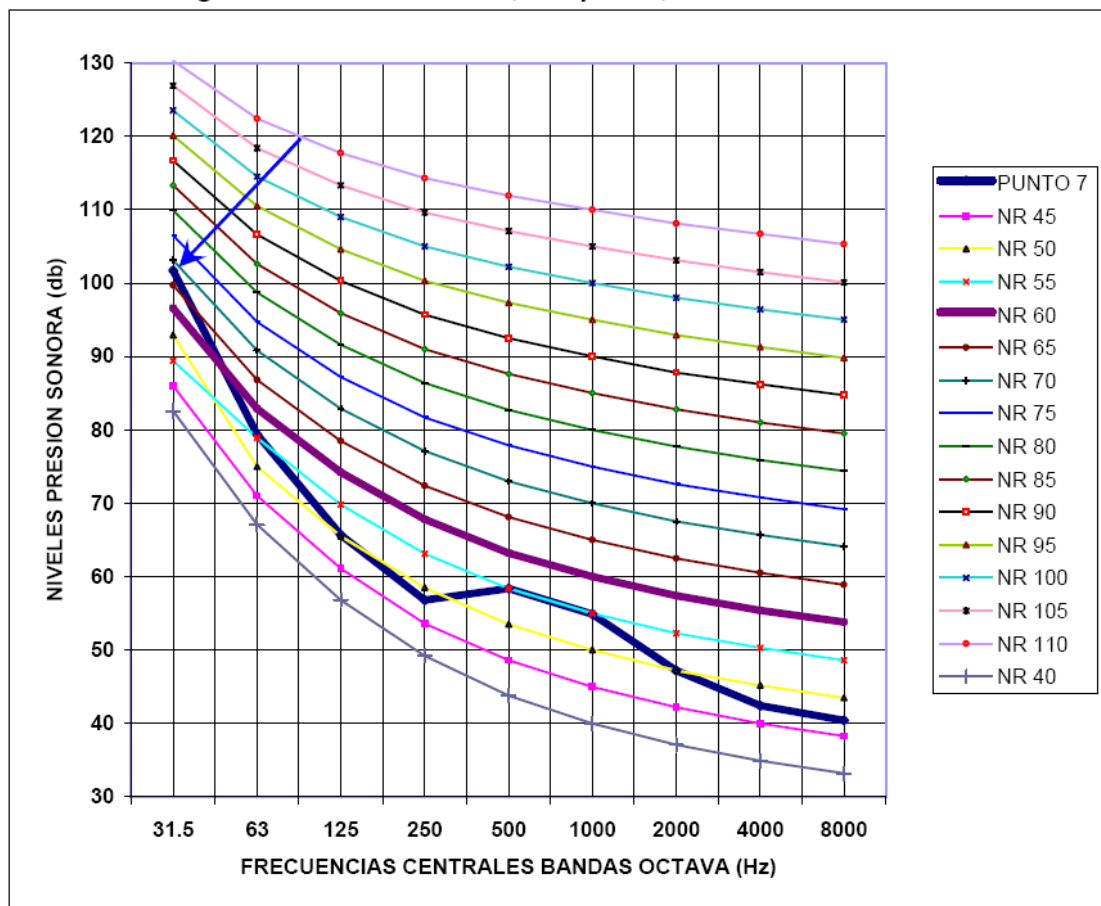


PUNTO 10 Punto singular detectado a 31,5 Hz para la NR 60

Hz	NR 60	Valor Medida	Diferencia
31.5	96,6	101,7	5,1
63	82,9	79,4	-3,5
125	74,2	65,7	-8,5
250	67,8	56,8	-11,0
500	63,2	58,4	-4,8
1000	60,0	54,9	-5,1
2000	57,4	47,2	-10,2
4000	55,4	42,4	-13,0
8000	53,8	40,4	-13,4
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 7 del Sketch a 31,5 Hz pasa 5,1 dBA de la NR 60

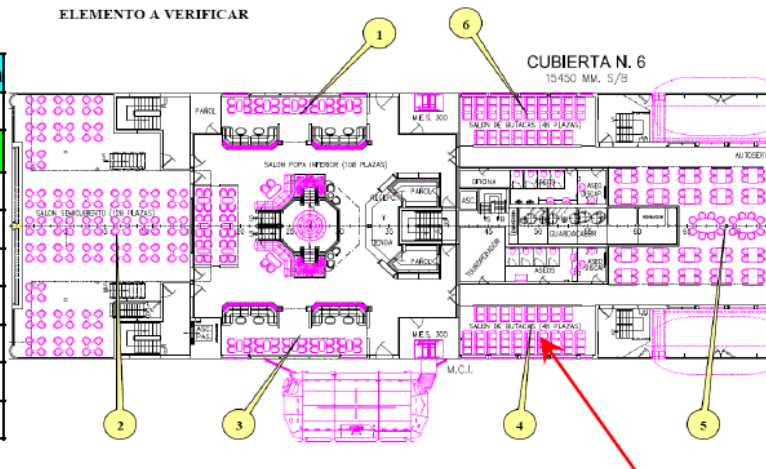


Para el Punto 7 del sketch localizado en la posición **Veranda ER Centro Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 63 dB(A). Esto supone superar en 3 dB(A) la curva NR 60 que se exige que cumpla. Este exceso (igual a 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 31.5 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

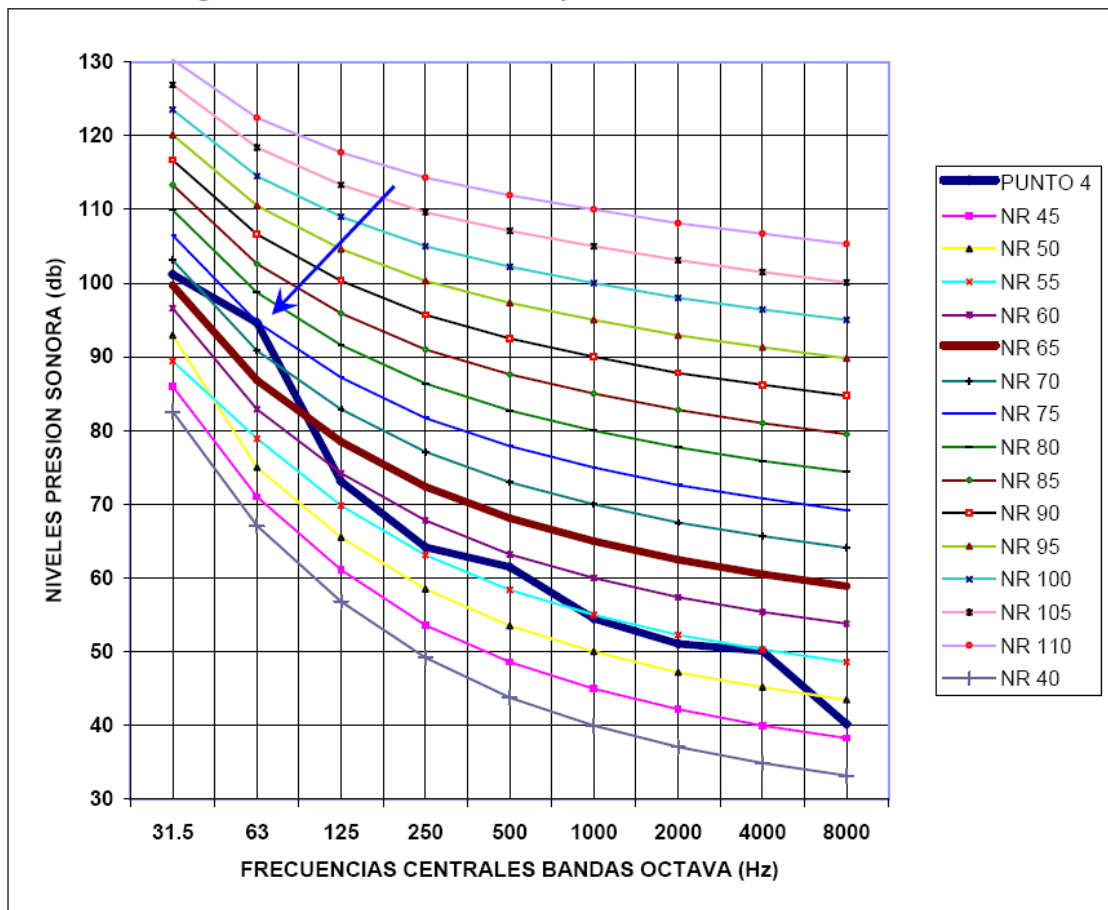


PUNTO 11 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65

Hz	NR	Valor Medida	Diferencia
31,5	99,7	101,2	1,5
63	86,8	94,6	7,8
125	78,5	73,1	-5,4
250	72,4	64,2	-8,2
500	68,1	61,5	-6,6
1000	65,0	54,5	-10,5
2000	62,5	51,1	-11,4
4000	60,5	50,1	-10,4
8000	58,9	40,2	-18,7
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 4 del Sketch a 63 Hz pasa 7,8 dBA de la NR 65

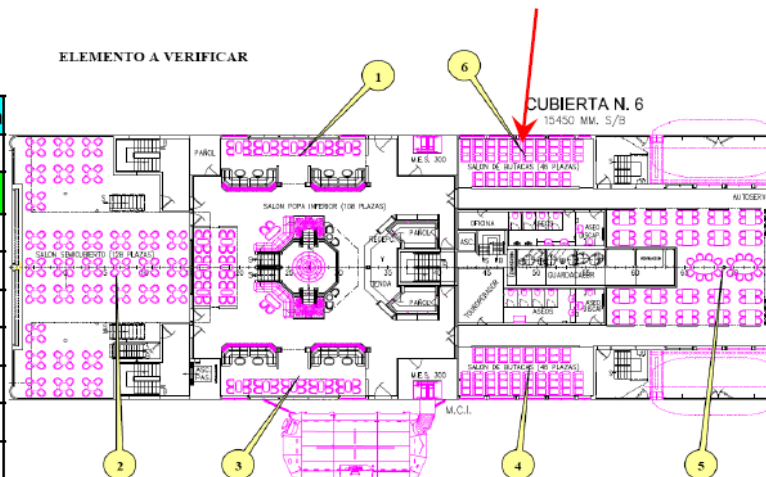


Para el Punto 4 del sketch localizado en la posición **Veranda BR Proa Cta 6**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 66.2 dB(A). Esto supone superar en 1.2 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

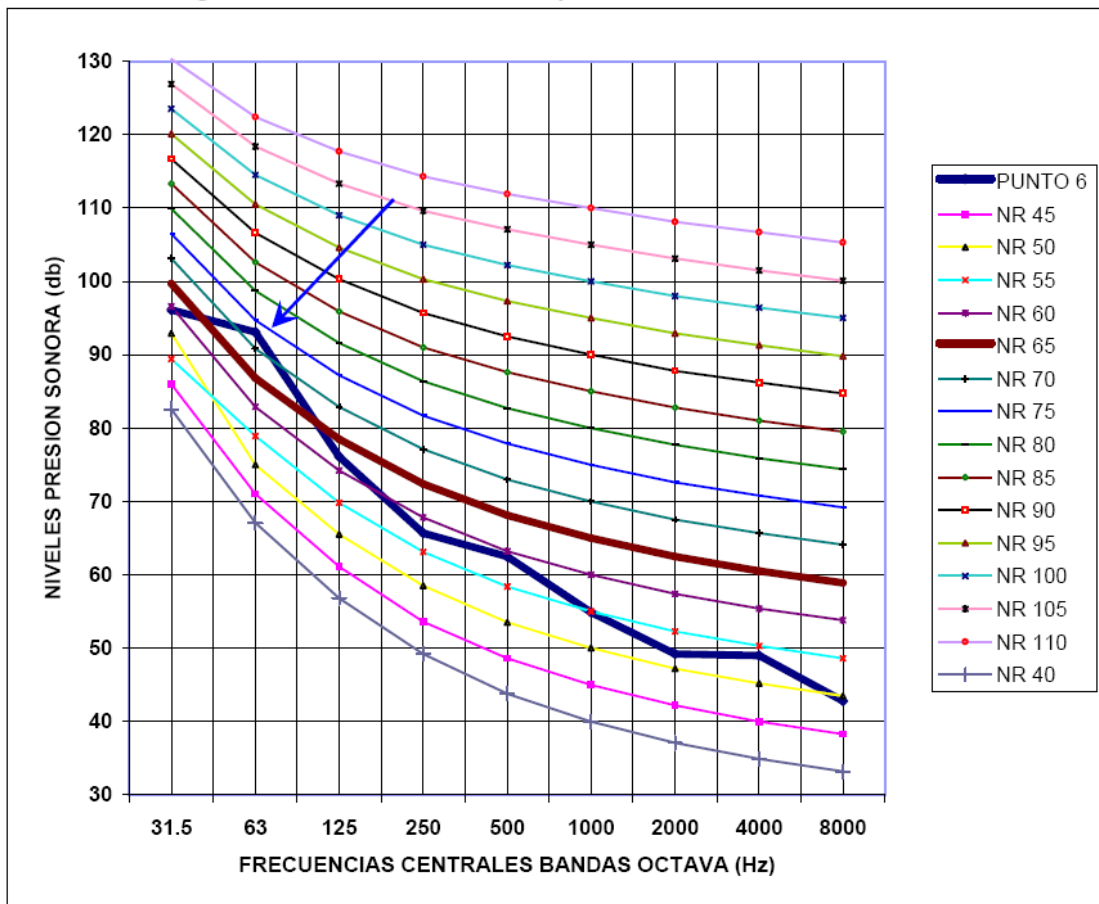


PUNTO 12 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65

H _z	NR 65	Valor Medida	Diferencia
31,5	99,7	96,1	-3,6
63	86,8	93,1	6,3
125	78,5	76,1	-2,4
250	72,4	65,7	-6,7
500	68,1	62,5	-5,6
1000	65,0	54,9	-10,1
2000	62,5	49,2	-13,3
4000	60,5	49	-11,5
8000	58,9	42,8	-16,1
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 6 del Sketch a 63 Hz pasa 6,3 dBA de la NR 65

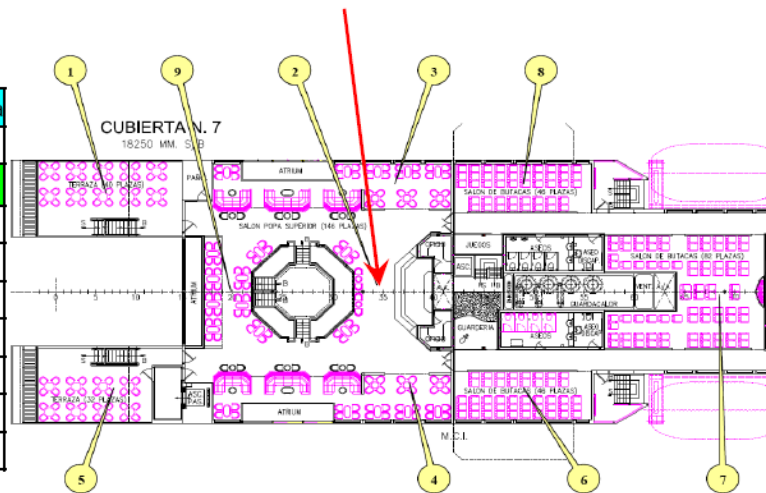


Para el Punto 6 del sketch localizado en la posición **Veranda ER Proa Cta 6**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 66.8 dB(A). Esto supone superar en 1.8 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

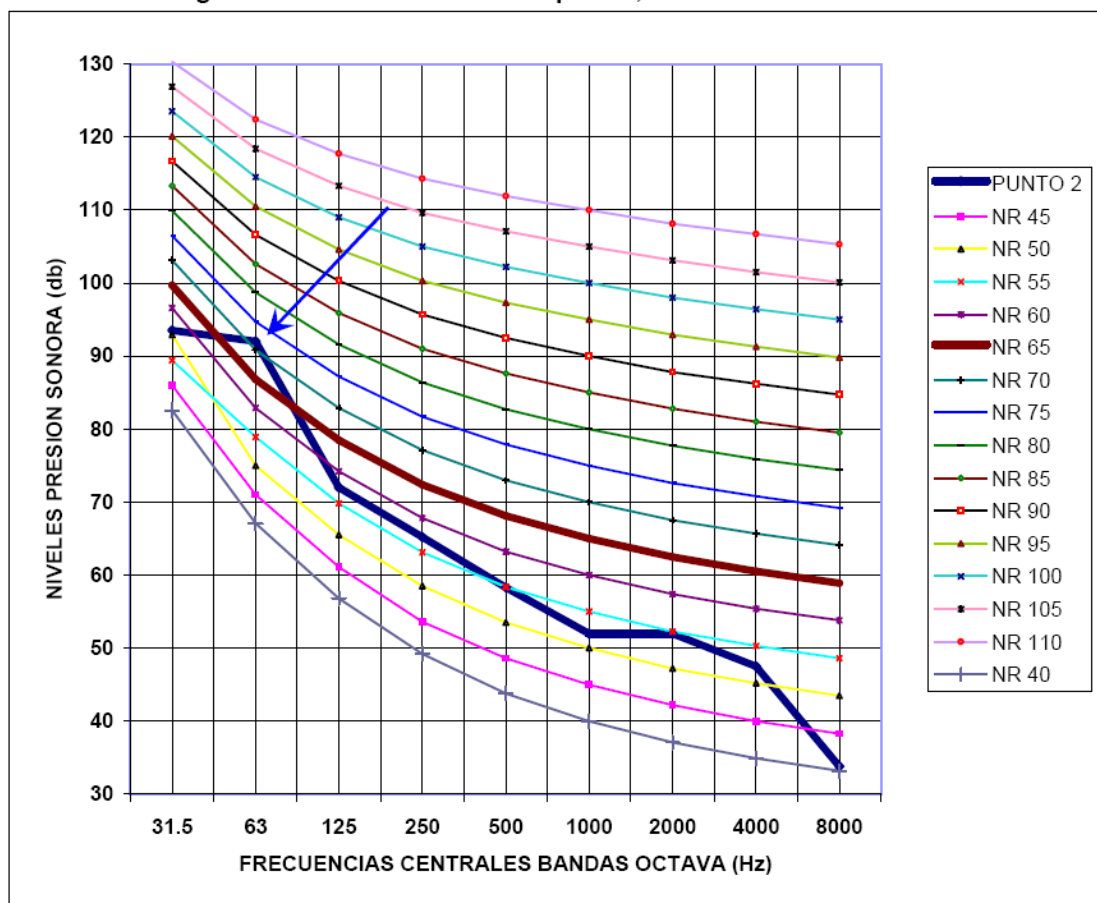


PUNTO 13 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65

Hz	NR 65	Valor Medida	Diferencia
31.5	99,7	93,5	-6,2
63	86,8	92	5,2
125	78,5	72	-6,5
250	72,4	65,2	-7,2
500	68,1	58,3	-9,8
1000	65,0	52	-13,0
2000	62,5	52	-10,5
4000	60,5	47,5	-13,0
8000	58,9	33,8	-25,1
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 2 del Sketch a 63 Hz pasa 5,2 dBA de la NR 65

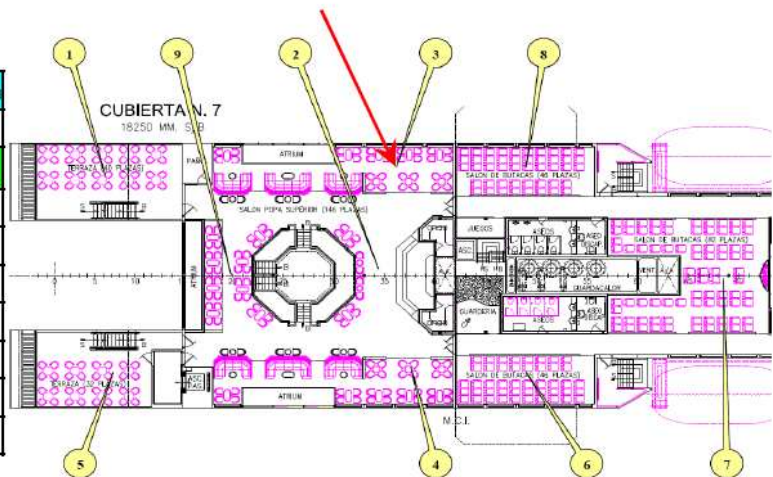


Para el Punto 2 del sketch localizado en la posición **Salón popa Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 66.6 dB(A). Esto supone superar en 1.6 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

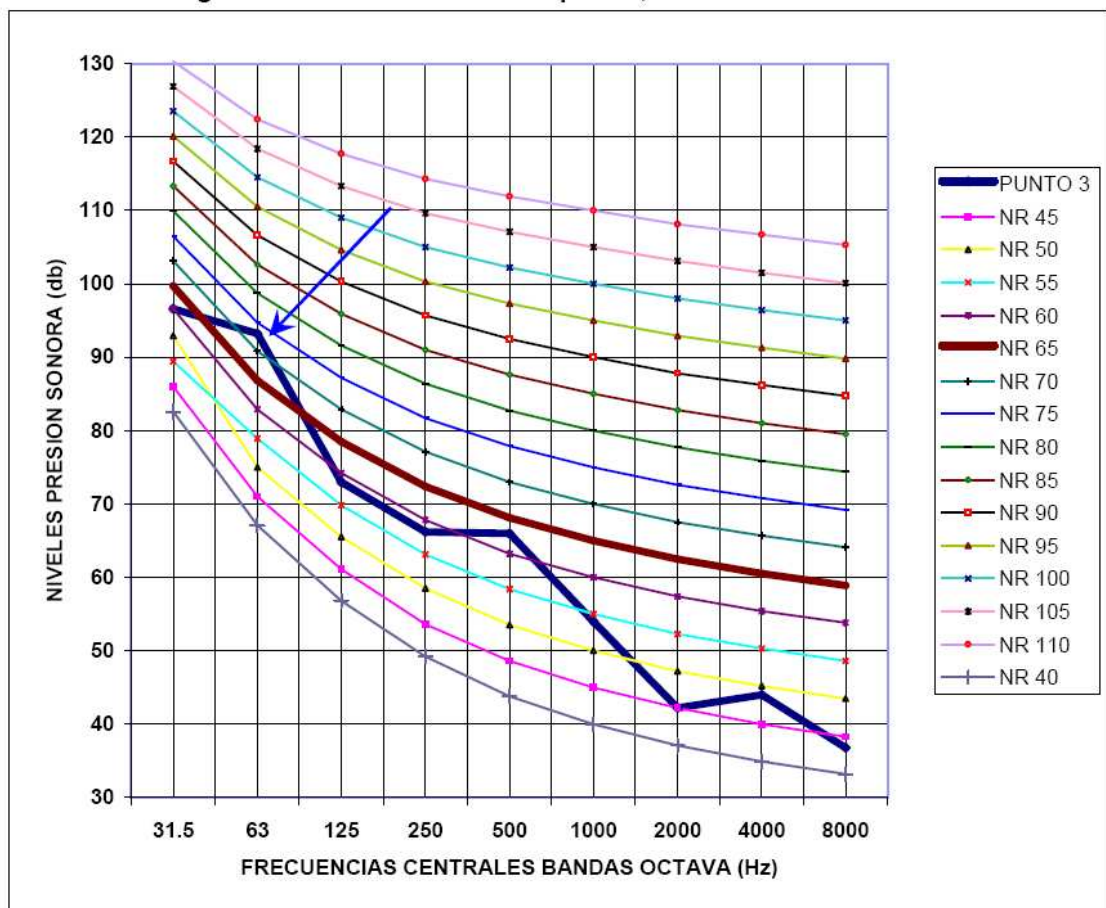


PUNTO 14 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65

H _z	NR	Valor Medida	Diferencia
31.5	99,7	96,6	-3,1
63	86,8	93,2	6,4
125	78,5	73	-5,5
250	72,4	66,2	-6,2
500	68,1	66	-2,1
1000	65,0	54	-11,0
2000	62,5	42,2	-20,3
4000	60,5	44	-16,5
8000	58,9	36,8	-22,1
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 3 del Sketch a 63 Hz pasa 6,4 dBA de la NR 65

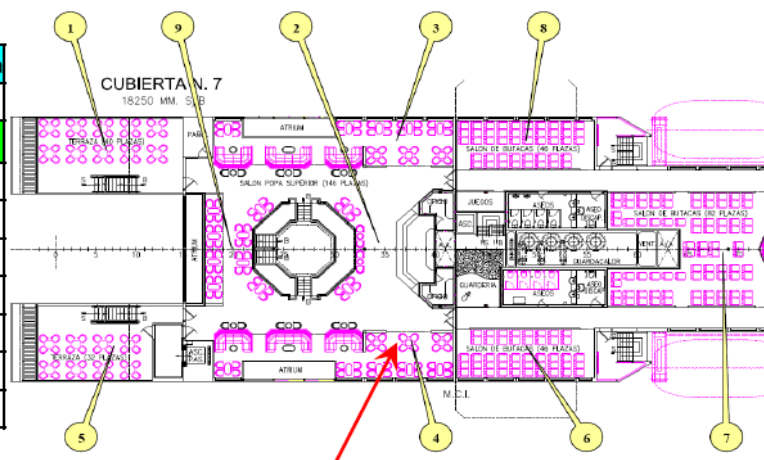


Para el Punto 3 del sketch localizado en la posición **Zona Atrium BR Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 65.8 dB(A). Esto supone superar en 0.8 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.

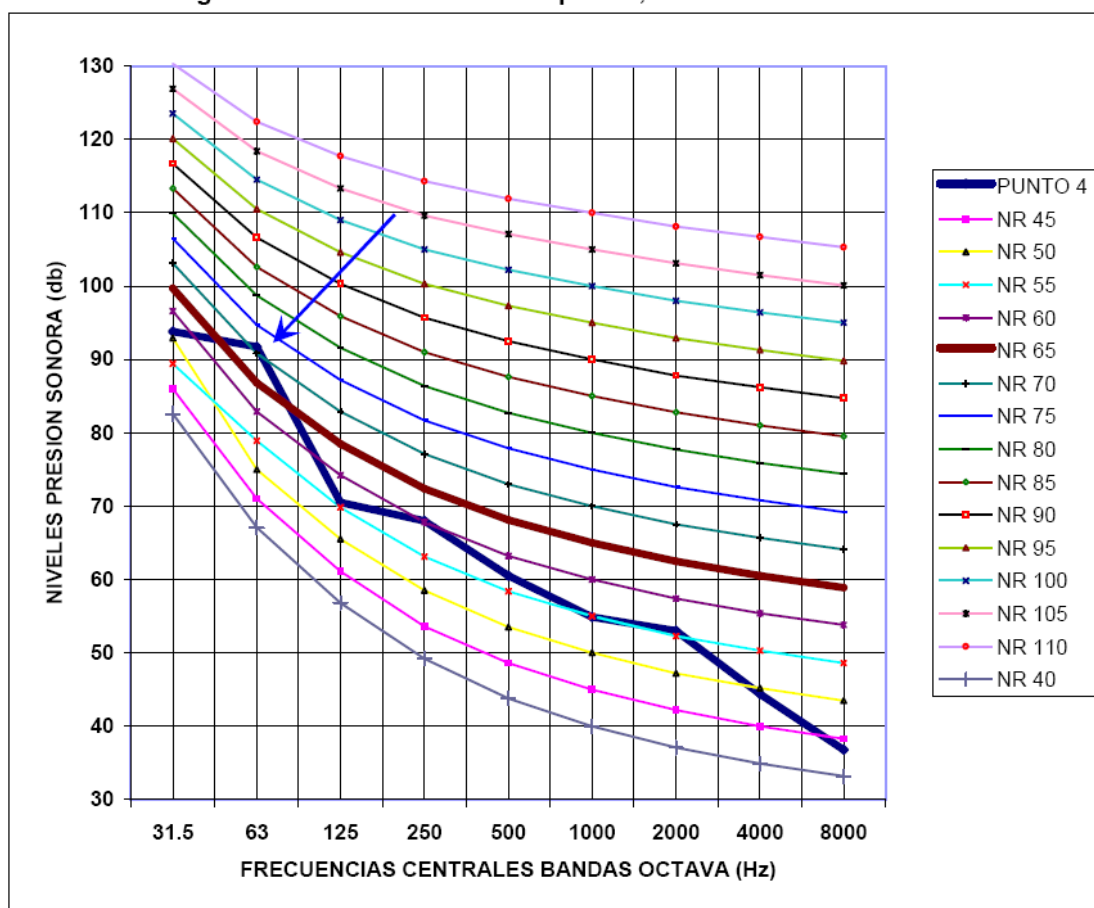


PUNTO 15 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65

H _z	NR	Valor Medida	Diferencia
31,5	99,7	93,8	-5,9
63	86,8	91,7	4,9
125	78,5	70,5	-8,0
250	72,4	68	-4,4
500	68,1	60,5	-7,6
1000	65,0	54,9	-10,1
2000	62,5	53	-9,5
4000	60,5	44,4	-16,1
8000	58,9	36,8	-22,1
	dBA	dBA	dBA



Punto singular N° 4 del Sketch a 63 Hz pasa 4,9 dBA de la NR 65

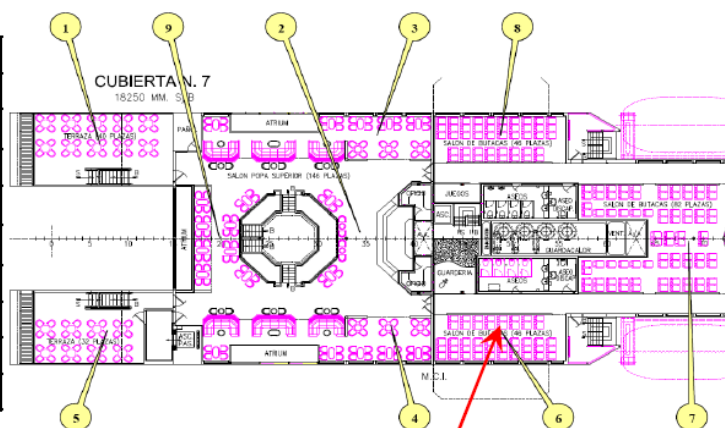


Para el Punto 4 del sketch localizado en la posición **Zona Atrium ER Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 61.9 dB(A). Esto supone no superar la NR 65 que se exige que cumpla y, por supuesto, es un punto admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para la octava de 63 Hz, existe un exceso de 4.9 dB(A) (mayor a los 3 dB(A) admitidos por éstas) y, en mi opinión, este punto **NO CUMPLE** la norma (ni la NR correspondiente). Es un **PUNTO SINGULAR**.



PUNTO 16 Punto singular detectado a 63 Hz para la NR 65
PUNTO 17 Punto singular detectado a 250 Hz para la NR 65
PUNTO 18 Punto singular detectado a 500 Hz para la NR 65

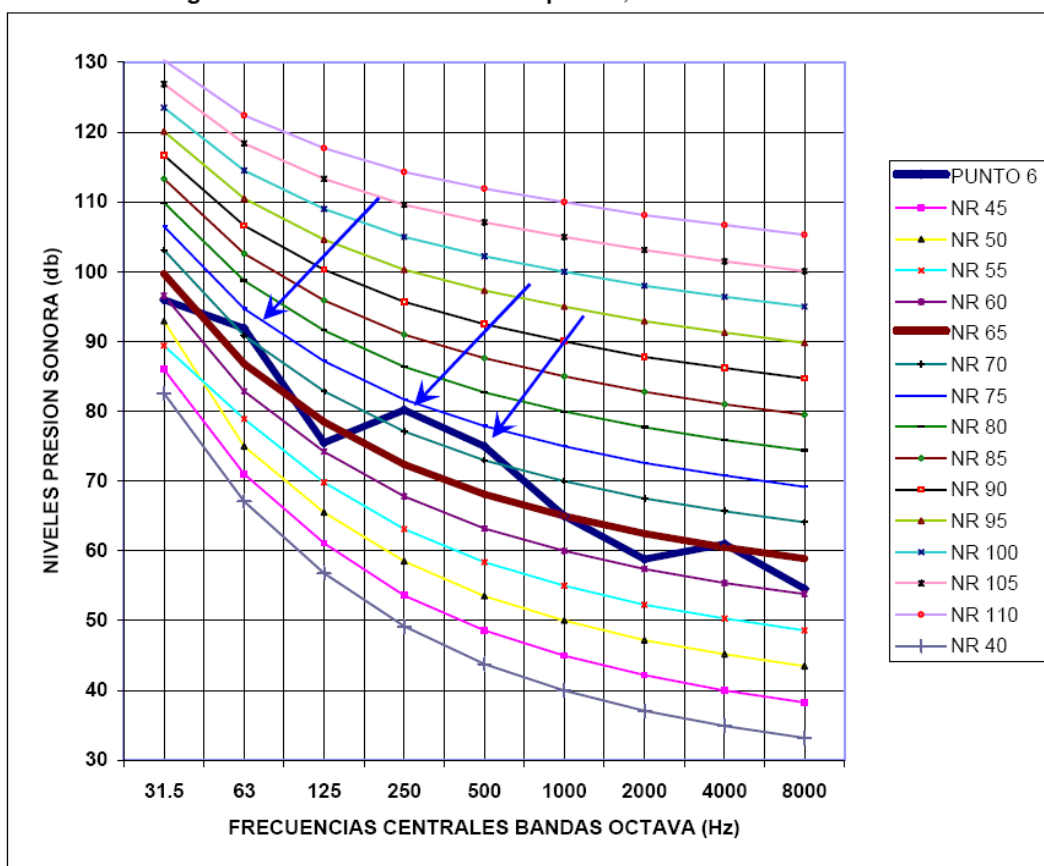
Hz	NR 65	Valor Medida	Diferencia
31,5	99,7	96	-3,7
63	86,8	91,9	5,1
125	78,5	75,5	-3,0
250	72,4	80,2	7,8
500	68,1	75	6,9
1000	65,0	65	0,0
2000	62,5	58,8	-3,7
4000	60,5	61	0,5
8000	58,9	54,6	-4,3



Punto singular N° 6 del Sketch a 31,5 Hz pasa 5,1 dBA de la NR 65

Punto singular N° 6 del Sketch a 250 Hz pasa 7,8 dBA de la NR 65

Punto singular N° 6 del Sketch a 500 Hz pasa 6,9 dBA de la NR 65



Para el Punto 6 del sketch localizado en la posición **Veranda ER Centro Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 67.5 dB(A). Esto supone superar en 2.5 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para las octavas de 63 Hz, 250 Hz y 500 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, estos puntos **NO CUMPLEN** la norma (ni la NR correspondiente). Son **PUNTOS SINGULARES**.



PUNTO 19 Punto singular detectado a 2000 Hz para la NR 65

PUNTO 20 Punto singular detectado a 4000 Hz para la NR 65

Hz	NR	Valor Medida	Diferencia
31,5	99,7	91,8	-7,9
63	86,8	88,2	1,4
125	78,5	77	-1,5
250	72,4	73,4	1,0
500	68,1	64,9	-3,2
1000	65,0	65	0,0
2000	62,5	67,4	4,9
4000	60,5	64,4	3,9
8000	58,9	57,2	-1,7

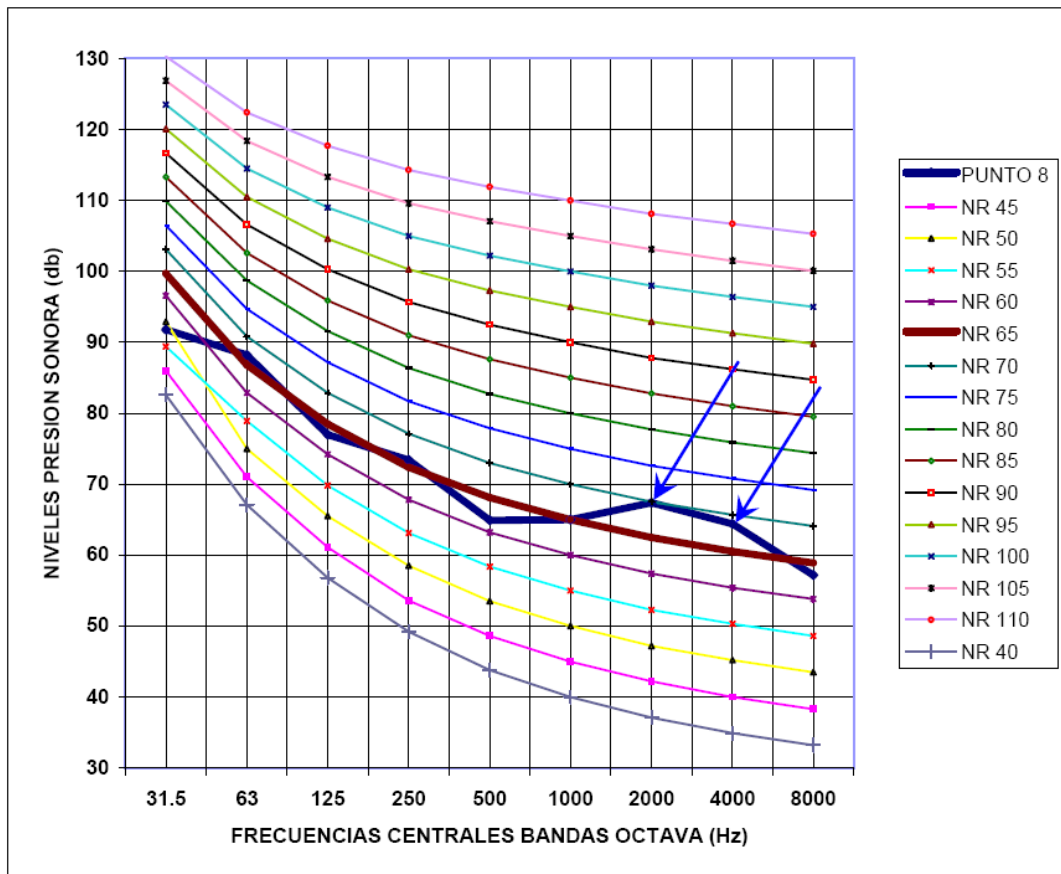
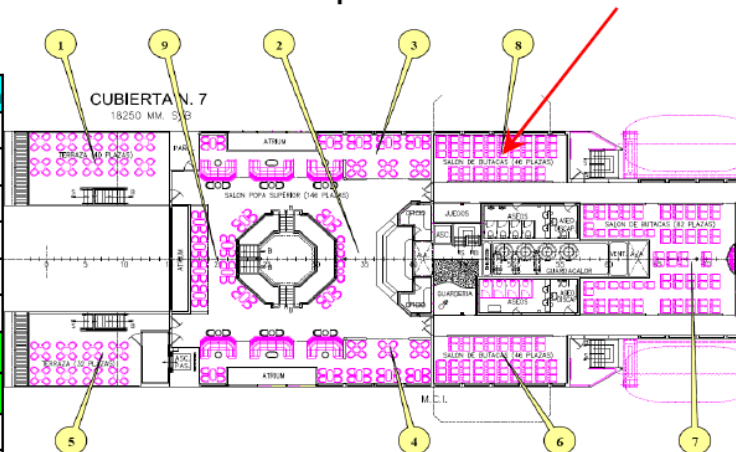
dBA

dBA

dBA

Punto singular N° 8 del Sketch a 2000 Hz pasa 4,9 dBA de la NR 65

Punto singular N° 8 del Sketch a 4000 Hz pasa 3,9 dBA de la NR 65



Para el Punto 8 del sketch localizado en la posición **Veranda BR Centro Cta 7**, el nivel medio de presión acústica medido fue de 67.8 dB(A). Esto supone superar en 2.8 dB(A) la curva NR 65 que se exige que cumpla. Este exceso (menor de 3 dB(A)) es admitido por las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, al analizar el espectro, se observa, que para las octavas de 2000 Hz y 4000 Hz, el exceso sobrepasa los 3 dB(A) admitidos por éstas y, en mi opinión, estos puntos **NO CUMPLEN** la norma (ni la NR correspondiente). Son **PUNTOS SINGULARES**.



4.2 Presentación de los resultados obtenidos en la investigación.

Lo primero es destacar que los puntos presentados son puntos excepcionales y “extraños” que tienen una singularidad propia y ni abundan ni es fácil obtenerlos.

Presentación de los resultados:

- a) De un total de 1887 mediciones tomadas en los 45 buques que forman nuestra población de muestreo se han obtenido 20 puntos singulares. Esto representa un **1.06% del total de medidas**.
- b) Se han encontrado estos puntos únicamente en 5 de los 45 buques medidos (11.11% de buques con puntos singulares).
 - 2 Frigoríficos con una línea de ejes y hélice de paso fijo, donde se midieron 5 Puntos singulares en total.
 - 1 Quimiquero con una línea de ejes y hélice de paso variable, donde se midieron 2 Puntos singulares.
 - 2 Ferries con dos líneas de ejes y hélices de paso variable, donde se midieron **13 Puntos** singulares en total.
- c) De los 20 puntos encontrados y analizando las octavas a las que fueron detectados observamos que:
 - Para 31.5 Hz se han localizado 2 Puntos (10%).
 - Para 63 Hz se han localizado **10 Puntos (50%)**.
 - Para 125 Hz se han localizado 1 Punto (5%).
 - Para 250 Hz se han localizado 3 Puntos (15%).
 - Para 500 Hz se han localizado 1 Punto (5%).
 - Para 2000 Hz se han localizado 2 Puntos (10%).
 - Para 4000 Hz se han localizado 1 Punto (5%).
- d) De los 20 puntos encontrados:
 - Los 4 puntos medidos entre las frecuencias de 500 a 4000 Hz están producidos por el ruido generado por la entrada de aire acondicionado en los correspondientes locales de medida, que al entrar con velocidades mayores de lo esperado, suelen generar incrementos de ruido en las frecuencias más altas.



- Entre las frecuencias de 125 y 250 Hz detectamos la presencia de otros 4 puntos. Muy probablemente están generados por armónicos del motor principal o de la hélice, que generan ruido estructural que se transmite a través el casco. En el caso de los puntos medidos en los alerones, también es importante el efecto del viento y la velocidad de avance del buque que influyen en el módulo propio de vibración de la estructura, en voladizo, del mencionado alerón.
- Los 12 puntos restantes se detectan en las frecuencias más bajas (las de 31.5 a 63 Hz) y con las amplitudes mayores.
 - Están generadas por las excitaciones recibidas de la hélice y de los motores principales.
 - Están situadas en la superestructura del buque (lejos de la hélice y los motores) con lo que se presumen producidas por transmisión estructural de ruido a través de la estructura del buque.
 - 6 de estas mediciones se localizan en la zona de popa de la superestructura, justo encima de las hélices, en una zona muy expuesta a la cavitación de las mismas (en caso de que se produzca) aunque, de todas formas, es una zona que hace de caja de resonancia a los “golpes” que genera sobre el casco el flujo turbulento producido por la hélice. En el caso de los buques de un eje con superestructura en popa, este efecto se ve agravado por la influencia del motor principal (que debe estar correctamente aislado de la estructura principal para no transmitir excesivo ruido estructural que viaje hacia la superestructura situada encima).
 - Las otras 6 medidas obtenidas están localizadas en la zona central (hablamos, evidentemente de buques tipo ferry) se encuentran en la zona de superestructura situada sobre los motores principales del buque. Estas mediciones están influenciadas por las fuerzas de excitación generadas por los mismos y más concretamente, por la acción combinada de dos efectos:
 - El insuficiente aislamiento antivibratorio de los motores principales del buque con el casco, que produce vibración estructural que se transmite por la estructura del buque generando, además, problemas de ruido.
 - El deficiente aislamiento de los techos de la zona central de la superestructura de los ferries medidos, donde los materiales utilizados eran demasiado reflectantes al ruido (especialmente la cúpula acristalada tipo bóveda central. Esto producía eco que generaba muchos problemas de confort, especialmente a bajas frecuencias.



5 CONCLUSIONES.

5.1 Conclusiones sobre el estudio realizado.

Es cierto que, en ocasiones, hay que tener cierta flexibilidad y capacidad de negociación en la aplicación de algunas normas, pero éstas (las normas) están ahí para cumplirlas y muchas veces cuesta, prácticamente, lo mismo hacer las cosas bien que hacerlas mal.

Mi intención con este trabajo, no es criticar a nadie, simplemente quiero hacer ver que las normas (o la filosofía de éstas) a veces no son tan perfectas como puedan parecer. La verificación medible de la presencia de los puntos investigados para la realización de esta tesis demuestra que existen excepciones no contempladas en la norma que pudieran poner en entredicho su validez en el 100% de los casos.

Como buen gallego que soy (...y perdón por permitirme esta licencia literaria alusiva a Galicia) en mi tierra, cuando hablamos de meigas siempre decimos que “Non existen pero habelas hainas” (No existen pero haberlas las hay). A estos puntos singulares de los que hablamos les pasa lo mismo. Teóricamente no debieran estar ahí, pero están.

Las conclusiones básicas de este estudio, básicamente se podrían enumerar de la siguiente forma:

1.- Queda demostrada la existencia de puntos singulares que, validados por las normas de las sociedades de clasificación donde se concede un margen de 3 dB(A) para aceptar una medida de nivel de presión acústica media de ruido. Estos puntos superan estos 3 dB(A) permitidos en alguna de las bandas de octava de su espectro sonoro.

2.- Estos puntos singulares según en las octavas donde aparezcan y por el valor de sus amplitudes (y muy especialmente si comparamos los espectros de ruido con los espectros de las vibraciones medidas en los mismos puntos) nos van a dar una información muy detallada sobre cual es la fuente del ruido y el medio de transmisión del mismo.

3.-Estos puntos, si no se corrigen, serán los puntos por donde se romperá, con el paso del tiempo y la utilización del buque, la curva de confort NR que se exigió cumplir, inicialmente, para la estancia o local correspondiente.

4.- Para este autor, para que un local quede definido por una curva de confort acústico NR (la que sea), el espectro de ruido medido en dicho local no debe superar nunca, en ninguno de sus puntos, al espectro de la curva NR que corresponda. Si lo hace, ese local no puede ser certificado para esa NR (lo será para otra NR más alta). Entiendo que no se deben admitir excepciones.

5.- Para el caso particular de los puntos singulares obtenidos, voy a representar de forma muy escueta una tabla donde se pueden ver la/s fuentes que



generan el problema y alguna de las posibles soluciones propuestas para evitarlos desde el punto de vista de diseño en futuros buques:

PUNTO	HZ	FUENTE EXCITATRIZ	TIPO RUIDO	SOLUCION EN EL DISEÑO PARA FUTUROS BUQUES
1	63	Viento/Escapes /Motor Principal	Aéreo	Redefinir diseño silenciosos en los conductos de escape del Motor principal
2	63	Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal
3	250	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal
4	125	Viento/Escapes /Motor Principal	Aéreo	Redefinir diseño silenciosos en los conductos de escape del Motor principal
5	250	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal
6	2000	Conduct. Aire Acond.	Aéreo	Disminuir Velocidad caudal A.CC y/o modificar difusor de salida
7	63	Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal
8	31.5	Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Aumentar calado del buque para sumergir más las hélices y disminuir las vibraciones en el codaste
9	63	Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Aumentar calado del buque para sumergir más las hélices y disminuir las vibraciones en el codaste
10	31.5	Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Aumentar calado del buque para sumergir más las hélices y disminuir las vibraciones en el codaste
11	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
12	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
13	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
14	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
15	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
16	63	Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
17	250	Motor Princ. / Falso techo /Aire Acond	Aéreo y Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC
18	500	Motor Princ. / Falso techo /Aire Acond	Aéreo y Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC
19	2000	Falso techo/AA Acond	Aéreo	Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC
20	4000	Falso techo/AA Acond	Aéreo	Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC



5.2 Consejos derivados de la experiencia del autor.

He puesto aquí algunos consejos que se deben tener en cuenta, desde el punto de vista de diseño del buque, que marcan la filosofía a seguir para definir un buque desde el punto de vista del ruido y las vibraciones, es decir, buscando el confort vibroacústico exigido:

- 1) El diseño adecuado del aislamiento de zonas y espacios particulares (empezando por los espacios que encierran a las fuentes de ruido).
- 2) El correcto diseño antivibratorios de equipos y maquinaria, conductos (especialmente los de aire acondicionado), tuberías que mueven fluidos a presión o en régimen turbulento y escapes de los motores garantizarán el confort acústico buscado o exigido por el armador del buque.
- 3) Cuando sea posible utilizarla, la propulsión eléctrica siempre generará menos problemas vibroacústicos que la diesel.
- 4) Las hélices con tobera generan menos problemas vibroacústicos que las que no la llevan. Además la utilización de toberas mejora el rendimiento de las hélices entre el 8% y el 10 %.
- 5) En buque con dos líneas de ejes, si el sentido rotativo de las mismas es hacia dentro (es decir contrarrotación en dirección al plano de crujía del buque) disminuirémos las amplitudes de vibración del efecto de las hélices sobre el buque en la zona del codaste, con lo que el nivel de vibraciones será más bajo. En contraposición a esto, también se empeora, ligeramente, su rendimiento propulsivo. (En todo caso, por lo general, hoy en día, en los ferries prima más el confort que la pequeña pérdida de rendimiento propulsivo generada y casi todos los ferries montan hélices que giran hacia crujía para aprovechar el efecto de disminuir el nivel de vibraciones).
- 6) Los huelgos de las hélices con el codaste deben de estar bien diseñados y ser suficientemente amplios (cuanto mayores sean los huelgos menores serán los problemas de vibraciones).
- 7) Optimizando las formas de popa del buque, para conseguir que el flujo de entrada a la hélice sea lo más uniforme posible. (Con este objetivo también se podrían utilizar bulbos de popa o aletas adosadas al casco).
- 8) Para huelgos de popa iguales tendremos menor nivel de vibraciones cuanto mayor sea el N° de palas de la hélice (aunque esto disminuiría su rendimiento).
- 9) Que las frecuencias naturales de la zona de popa del buque (especialmente doble fondo y superestructura de popa) presenten la rigidez dinámica suficiente para que dichas frecuencias naturales estén lo más alejadas posibles de las frecuencias de excitación de la hélice y las de combustión de los motores principales.



- 10) Las líneas de ejes principales, cigüeñales de motores y en general cualquier eje u elemento rotativo del cualquier equipo deben estar correctamente alineados y equilibrados. Además deben comprobarse, periódicamente que lo siguen estando, utilizando un plan de mantenimiento predictivo adecuado.
- 11) Se deben realizar mediciones de forma regular para comprobar la bondad de los aislamientos acústicos en los puntos de interés. Esto debe estar enmarcado dentro de un plan de mantenimiento predictivo adecuado.
- 12) Todas las líneas de ejes deben de conexionar con el plato del motor principal con acoplamientos flexibles y a través de chumaceras de empuje.
- 13) Los motores principales del buque, así como los equipos principales del buque deben montarse sobre elementos antivibratorios.
- 14) Deben de controlarse las velocidades, los caudales y las dimensiones de los difusores en las salidas de los conductos de aire acondicionado. (Medir un local con el aire acondicionado encendido y sin él, supone una variación de unos 3 dB(A) en la medida).
- 15) Se deberá fomentar (especialmente en ferries) la utilización de suelos flotantes aislados (Ej. Viscoelásticos) y la utilización de techos y conductos de aire acondicionado aislados acústicamente.
- 16) Si existen cúpulas de cristal en espacios de gran amplitud, se deberá hacer un estudio pormenorizado de la capacidad de absorción del local, limitando al máximo el tiempo de reverberación del mismo, utilizando materiales absorbentes en techos, suelos y mamparos. (Las cúpulas de acristaladas generan una gran reflexión del sonido y pueden producir problemas de reverberación e incluso eco).
- 17) Los falsos techos deben de estar perfectamente anclados con conexiones elásticas que amortigüen la vibración y no la transmitan o la empeoren.
- 18) La utilización de mamparas de acristaladas de tipo decorativo debe de realizarse garantizando un correcto anclaje para evitar que vibren.
- 19) A veces aparecen vibraciones locales de la estructura que no queda más remedio que corregir reforzándola (metiéndole más acero para cambiar su módulo propio de vibración y eliminar casi por completo la misma o colocando (si se puede) puntales que rigilicen la estructura. (Estos puntales pueden integrarse, muchas veces, dentro del proyecto decorativo del buque, pasando inadvertidos al pasaje).



- 20) El mobiliario utilizado en los buques no debe tener partes móviles susceptibles de producir golpeteos o vibraciones con los movimientos del buque. (Por ejemplo tiradores con bisagra en armarios o cajoneras de mesas, sillas con ruedas, sistemas de anclaje, etc.).
- 21) Es esencial encajar el proyecto decorativo del buque con el resto de la estructura, utilizando materiales y técnicas de instalación adecuadas que respeten los niveles de confort acústico requeridos. Es muy importante la utilización de materiales absorbentes de ruido y amortiguadores de vibraciones.
- 22) Es importante calcular el impacto de las bóvedas acristaladas en salones o zonas de miradores en la superestructura, pues suelen generar fuertes reflexiones de las ondas sonoras y producir problemas, muy molestos de ecos flotantes tal y como ocurrió en un caso real vivido y medido por este autor y que me permito comentar, a modo de anécdota ilustrativa, en las siguientes páginas.

Durante mi vida profesional, realizando mediciones de ruidos y vibraciones a bordo de buques, quisiera comentar que he encontrado este fenómeno (aunque con una importante atenuación) a bordo de buques tipo ferry en salones, restaurantes y recepciones situadas, aproximadamente en la vertical de la cámara de máquinas (zona central del buque) cuando dichas zonas están coronadas por bóvedas de cristal.

La reflexión directa de las ondas acústicas sobre el cristal de la bóveda que, se repartían sobre todo el recinto y, a su vez, el impacto de estas ondas reflejadas sobre la cubierta del local, que no estaba aislada acústicamente y generaba otra reflexión directa de las ondas sonoras hacia la bóveda acristalada y así sucesivamente.

En este caso, para un salón restaurante con una exigencia de nivel medio de presión sonora máximo permitido (medido en dBA) de 65 dB, estábamos midiendo de 66 a 68 dBA. Esto suponía (según las normas de medición y los criterios aceptados e indicados en el contrato del buque) un valor admisible (ya que se permite un exceso de 3 dBA cuando se mide el nivel medio de presión sonora).

Sin embargo. El efecto del “eco flotante” generando una onda estacionaria de ruido periódica, generaba una sensación acústica sumamente desagradable, arruinando, totalmente, el confort acústico del espacio. Había que actuar para corregir el problema.

El planteamiento de la situación era el siguiente:

Problema:

- Se comprueba que la percepción acústica y el nivel de confort acústico del salón restaurante con el buque navegando es mala.



Medición:

- Sin embargo, en navegación, una vez medidos los niveles medios de presión acústica (obteniendo de 68 dBA) se comprueba que son admisibles.
- En el espectro sonoro se observa que las frecuencias más dañinas en el local son las bajas frecuencias, generadas principalmente por el motor principal y el modo propio de vibración del casco del buque.
- Con el buque atracado en puerto y estando los motores principales apagados Se mide el tiempo de reverberación del sonido del salón restaurante haciendo explotar bolsas de papel llenas de aire.
- Se comprueba que los tiempos de reflexión de las ondas acústicas son del orden de 110 a 120 milisegundos. Además en el espectro sonoro de la energía detectamos picos periódicos equidistantes.

Conclusión:

- Estamos ante un problema de **eco flotante** generado entre la bóveda acristalada del salón restaurante y la cubierta del local (que no está aislada acústicamente y está formada por la estructura de acero (chapa de 6 mm con sus correspondientes refuerzos primarios y secundarios, una capa de 2-3 cm de cemento de nivelación y moqueta).
- Se debe actuar corrigiendo el problema reduciendo la reflexión del sonido en la cubierta y en los techos próximos a la bóveda acristalada.
- Es preciso utilizar absorbentes sonoros que trabajen en condiciones óptimas a bajas frecuencias y permitan amortiguar la reflexión y, en consecuencia la energía acústica de las ondas transmitidas en el salón restaurante entre la bóveda y la cubierta.

Solución:

- Se ordena la instalación sobre la cubierta de suelo flotante de tipo viscoelástico (absorbente sonoro) para disminuir la energía de las vibraciones transmitidas, a través de la estructura, por los motores principales del buque.
- Los techos del salón comedor se forran de material absorbente acústico forrado con chapa decorativa perforada tipo panal de abeja, diseñado para amortiguar frecuencias inferiores a 200 Hz.
- Se determina que para próximos proyectos basados en este buque, se monten sistemas antivibratorios más eficientes que aíslen los motores principales de la estructura del casco.



Comprobación:

Se vuelven a repetir las mediciones de nivel medio de presión acústica y tiempos de reverberación anteriores obteniendo los siguientes resultados:

- Con el buque navegando, se comprueba la desaparición del fenómeno de eco flotante y la percepción de confort acústico mejora notablemente.
- Se miden 64 dBA de nivel medio de presión acústica (Valor totalmente admisible) con el buque en navegación a la velocidad y condición de carga de servicio.
- Se comprueban los tiempos de reflexión del sonido con el buque atracado en puerto y con la máquina apagada. Se miden 41 milisegundos. Esto supone una legibilidad y calidad del sonido buenas y descarta la aparición del eco.

5.3 Otros consejos para recordar.

Llegados a este punto de este trabajo, creo que no estaría de más recordar lo que dice la resolución A486 /XII) en referencia a la filosofía a tener en cuenta cuando se diseña un buque en lo referente al aislamiento acústico.

Aunque la norma es antigua, hoy en día, estos consejos a los que hace referencia y que a continuación voy resumir, están muy vigentes y, en materia de aislamiento acústico, deben marcar el norte de cualquier ingeniero naval y oceánico que pretenda embarcarse en la maravillosa y a la vez complicada tarea de diseñar un buque.

A continuación se ofrece un resumen de lo indicado en la citada resolución en referencia al aislamiento acústico.

5.3.1 Aislamiento de las fuentes de ruido.

- Cuando sea posible, todo motor o máquina que produzca ruidos de nivel superior a los límites permitidos se instalarán en compartimientos que no exijan una supervisión continua por parte del personal.
- Los alojamientos irán situados, tanto en el plano horizontal como en el vertical, lo más lejos posible de fuentes de ruido tales como hélices y máquinas propulsoras.
- Los guardacalores de máquinas quedarán dispuestos, en los casos posibles, fuera de superestructuras y casetas en las que haya espacios de alojamiento. Cuando no quepa hacer esto, se dispondrán pasillos entre los guardacalores y los espacios de alojamiento, si esto es posible.



- Se examinará la posibilidad de disponer los espacios de alojamiento en casetas no situadas en superestructuras que se extiendan hacia el costado del buque.
- Cuando proceda podrá examinarse también la posibilidad de separar de los espacios de alojamiento los de máquinas por medio de espacios no ocupados, locales sanitarios y cuartos de aseo.
- Para evitar la propagación del sonido podrán necesitarse tabiques, mamparos, cubiertas, etc., de características adecuadas. Es importante que su construcción y su emplazamiento sean los convenientes en relación con la fuente y la frecuencia del sonido que vaya a atenuarse.
- Cuando un espacio como puede ser el de máquinas quede dividido en compartimientos ruidosos (sin dotación permanente) y menos ruidosos (susceptibles de tener dotación permanente), es preferible que haya una separación completa.
- Puede ser aconsejable (y en la mayor parte de los casos necesario) utilizar material insonorizante en determinados espacios a fin de evitar un aumento del nivel de ruido a causa del efecto reflectante de tabiques, mamparos, cubiertas, etc.

5.3.2 Silenciadores de escape y de admisión.

- Los sistemas de escape de los motores de combustión interna y los sistemas de admisión de aire de los espacios de máquinas, espacios de alojamiento y otros espacios se dispondrán de forma que los orificios de admisión y de salida queden alejados de los lugares frecuentados por la gente de mar.
- Cuando sea necesario se instalarán silenciadores o atenuadores.
- A fin de reducir al mínimo los niveles de ruido en los alojamientos, habitualmente es necesario aislar los sistemas de escape y determinadas tuberías y conductos de los guardacalores, mamparos, etc.

5.3.3 Envuelta de máquinas.

- En los espacios con dotación permanente o en aquellos en que quepa razonablemente esperar que la gente de mar pase períodos prolongados realizando trabajos de mantenimiento o revisión, y cuando no sea posible utilizar el tipo de separación habrá que estudiar la posible instalación de envueltas insonorizantes o de envueltas parciales en los motores o máquinas que produzcan niveles de presión acústica superiores a los límites fijados.
- Cuando el nivel de ruido producido por motores o máquinas instalados en espacios con presencia de personal y éste supere los límites de seguridad permitidos será esencial adoptar medidas para reducir el ruido.



- Cuando se instalen envueltas insonorizantes es importante que encierren por completo la fuente de ruido.

5.3.4 Reducción del ruido en la sección de popa.

- Para reducir el efecto del ruido en la sección de popa, especialmente por lo que respecta a los espacios de alojamiento, podrán examinarse los problemas relacionados con la producción de ruido en la fase de proyecto relativa a la sección de popa, la hélice, etc.

5.3.5 Recinto para el operador.

- En la mayoría de los espacios de máquinas será conveniente y aconsejable proteger a la gente de mar encargada de las operaciones o de las guardias disponiendo al efecto una cámara de mando u otro espacio parecido insonorizados.
- En los espacios de máquinas con dotación permanente de los buques pequeños y de los buques existentes en los cuales el nivel de ruido exceda de 85 dB(A), convendrá disponer un recinto contra el ruido en el puesto de control o en la plataforma de maniobras en los que quepa esperar que la persona encargada de la guardia pasará la mayor parte del tiempo.

5.3.6 Medidas de reducción del ruido en los espacios de alojamiento.

- A fin de reducir los niveles de ruido en los espacios de alojamiento cabe que haya que considerar la posibilidad de aislar del resto de la estructura del buque las casetas en que se hallen dichos espacios, por medio de montajes elásticos.
- Podrá examinarse también la posible provisión de conexiones flexibles para mamparos, forros y techos, y la instalación de pisos flotantes dentro de los espacios de alojamiento.
- La provisión de cortinas en los portillos y ventanas y el empleo de alfombras en los espacios de alojamiento contribuye a absorber el ruido.

5.3.7 Selección de máquinas.

- En la fase de proyecto se tendrá en cuenta el ruido producido por cada elemento de las máquinas que haya que instalar. La utilización de máquinas que produzcan menos ruido susceptible de ser propagado por el aire, los fluidos o la estructura, puede hacer posible la reducción del mismo.
- Se pedirá a los fabricantes que faciliten información sobre el ruido producido por sus máquinas y que indique los métodos recomendados de



instalación que contribuyen a mantener los niveles de ruido reducidos al mínimo.

5.3.8 Inspección y mantenimiento.

- Todos los elementos de las máquinas, el equipo y los correspondientes espacios de trabajo serán objeto de inspecciones periódicas a fines de determinación del ruido, realizadas por personal competente. Los defectos que la inspección pueda revelar en los medios empleados para reducir el ruido y los que, aparte de éstos, identifique como fuentes de ruidos excesivos, se subsanarán lo antes posible.

5.3.9 Aislamiento contra las vibraciones.

- En los casos necesarios, las máquinas descansarán en montajes elásticos proyectados e instalados de modo apropiado.
- Cuando el ruido propagado por la estructura y procedente de máquinas auxiliares, compresores, equipos hidráulicos, grupos electrógenos, orificios de ventilación, tuberías de escape y silenciadores alcance niveles inaceptables en los espacios de alojamiento o en el puente de navegación, se instalarán montajes elásticos.
- Cuando se instalen envueltas insonorizantes, convendrá que la máquina descanse en montajes elásticos y que todas las tuberías, troncos y conexiones de cables de la misma sean flexibles.

5.4 Oportunidades de mejora últimas novedades en aislamientos y técnicas de acondicionamiento acústico.

Dejando de lado la discusión sobre el coste económico de la utilización e implementación de nuevos materiales de última tecnología en construcción naval.

En este apartado solamente quiero plantar el germen que permita desarrollar en el lector una inquietud y ánimo en el estudio, mejora y aplicación de estos materiales de última generación.

Solamente haré alusión a tres productos: 2 aislantes acústicos de última generación que representan la última tecnología aplicada, en un caso a la construcción naval y en el otro a la construcción industrial de trenes, y sobre todo, de una nueva tecnología muy revolucionaria que ya se está implantando en auditorios, teatros e, incluso restaurantes y que, perfectamente en un futuro muy próximo, bien pudiera aplicarse en buques; hablo del control activo del ruido utilizando sistemas electrónicos integrados.



a) Ultimate Marine de ISOVER

Es una lana mineral de última generación, diseñada para ser aplicada en construcción naval que combina todas las ventajas en aislamiento térmico, acústico y protección contra el fuego del resto de productos ISOVER (incluso con temperaturas máximas de servicio de 660 °C) con un sustancial ahorro de peso.

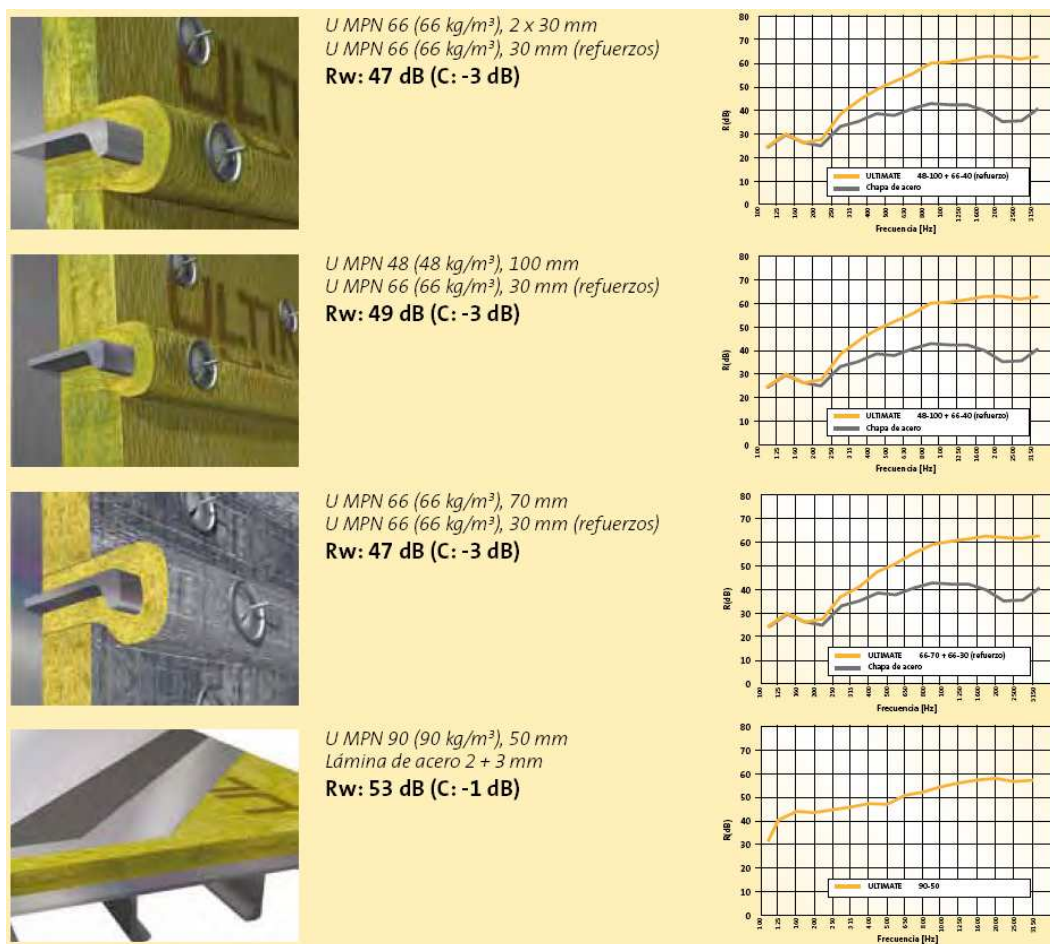
Su aplicación a bordo aumenta, considerablemente, la eficiencia energética al mismo tiempo que se reducen significativamente los costes de operación y las emisiones de CO₂.

Requiere una menor capacidad de almacenaje y transporte ayudando a ahorrar costes mediante una instalación muy rápida y práctica. Ahorra tiempo, dinero y espacio protegiendo el medio ambiente de peso.

Permite ahorrar hasta un 50% de peso comparándolo otras soluciones tradicionales de lana.

ISOVER adjunta el siguiente ejemplo comparativo en la publicidad de este producto: Se reemplazó por ULTIMATE una lana de roca tradicional en un Ro-Ro-ferry de 210 metros de eslora con capacidad para 2.800 pasajeros y una bodega para vehículos, consiguiendo un ahorro de peso de 280.000 kg, lo cual reportó los siguientes beneficios:

- Ahorro de 180.000 \$/año por menor consumo de combustible.
- Aumento de capacidad de carga de un 5,4%, equivalente a 6 tráileres de 45 toneladas cada uno.
- Reducción de más de 750 toneladas de CO₂ al año.
- El ahorro de peso puede permitir sustituir de las superestructuras de aluminio por otras más económicas de acero ahorrando 1.900.000 \$.
- Mejora la estabilidad del buque al generar la disminución del centro de gravedad aproximadamente en 10 cm.



* Para más información visita nuestra página web www.isover.es. Mediciones realizadas bajo condiciones de laboratorio.

Fig. 223 Ensayos de aislamiento acústico de la lana mineral ULTIMATE de ISOVER

b) Terophon 112 DB del grupo alemán Henkel.

Es uno de los más novedosos materiales de Henkel Tiene buenas propiedades como aislamiento térmico y se usa para el control secundario del ruido y las vibraciones en construcciones con paredes de metal finas en la fabricación de vehículos, vagones de tren, construcción naval, así como la construcción de instalaciones y equipos.

Además, el producto se aplica también en conductos de ventilación, carcasas de ventiladores, elevadores, unidades de eliminación de residuos, en la parte trasera de elementos de fachadas, así como en edificios de contenedores.

La base química está formada por una dispersión acuosa de resina sintética, tiene una densidad baja (densidad húmeda/seca: 1,4 g/cm³ / 1,2 g/cm³) con un contenido en sólidos del 65%.

Su principal cualidad es que se necesita aplicar capas realmente finas de este material para lograr grandes aislamientos acústicos. Por ejemplo:



La aplicación de una capa de 4 mm de espesor de este producto tarda 24 horas en secar, tiene una resistencia térmica de -50°C a 120°C y ofrece unas grandes cualidades de insonorización acústica.

Es muy utilizado para la insonorización de vagones de tren.

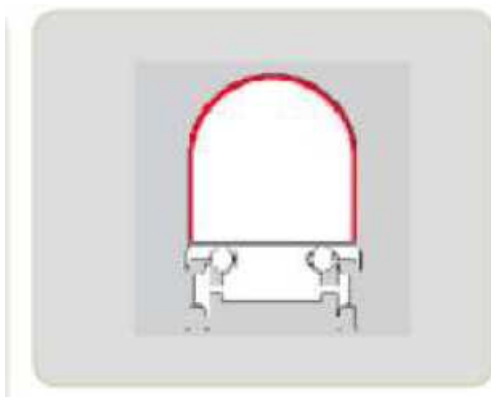


Fig. 224 Zona de aplicación de Terophon 112 DB en un vagón de tren

La tecnología utilizada para generar el aislamiento consiste en transformar en calor la energía acústica recibida:

- Los insonorizantes se aplican a modo de “parches” sobre las superficies
- Se debe cubrir del 30% al 40% del área
- El espesor varía con el material:
 - Aluminio: Idéntico espesor
 - Acero: 1,5 veces superior
- El parche absorbe la vibración y la transforma en calor.

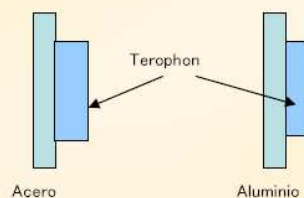


Fig. 225 proceso de insonorización acústica de Terophon 112 DB de Henkel



1. Sonido entrante a reducir
2. Sonido que se pierde por reflexión (Espumas insonorizantes)
3. **Pérdida de sonido en forma de calor (CAPA TEROPHON)**
4. Pérdida de sonido por el propio sólido transmisor
5. Sonido final ya reducido.

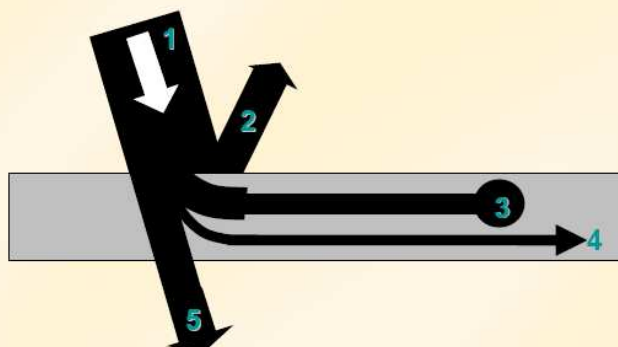


Fig. 226 Esquema del proceso de insonorización acústica de Terophon 112 DB de Henkel

c) Control del ruido utilizando sistemas electrónicos integrados de inhibición activos.

Este sistema permite controlar el ruido ambiental, incrementándolo o reduciéndolo según la situación.

En la actualidad existen sistemas para modular el ruido, como por ejemplo la tecnología Constellation, que es un sistema electrónico integrado que trabaja con múltiples altavoces, micrófonos y bafles, y representa un avance enorme en el mundo de la ciencia acústica.

Este sistema busca lograr una acústica óptima que se adapta al diseño del edificio o el espacio en el que está instalado, sus ventajas son que resulta un sistema invisible y fácil de manejar, de hecho, el sistema instalado en el Restaurante Comal, en Berkeley (Estados Unidos), se maneja fácilmente con la ayuda de un iPad. Este El control del ruido ambiental en un restaurante persigue ofrecer el mejor ambiente a los comensales.

El sistema puede modificar las propiedades acústicas de una sala (en este caso el comedor) gracias a un algoritmo integrado de procesamiento digital y una serie de transductores en miniatura.

Es un sistema que puede sustituir a los habituales materiales aislantes de ruido y/o modificar la configuración acústica de una sala para reducir el ruido ambiental. Se pueden crear efectos sorprendentes, los comensales pueden tener la sensación de estar dentro de una cápsula o campana, podrán conversar tranquilamente sin que el ruido a su alrededor les moleste u obligue a agudizar el oído.



Para regular el sonido del restaurante se han empleado 123 pequeños altavoces, micrófonos y bafles, para crear todo el conjunto que puede crear el ambiente acústico flexible.

Como principales atractivos este sistema de acondicionamiento activo del ruido ofrece:

- Se instala de forma personalizada.
- Es más flexible y económico que las posibles soluciones arquitectónicas.
- Es estéticamente atractivo y prácticamente invisible.
- Es muy fácil de usar.

En un restaurante se puede regular el nivel de reverberación del local y mejorar, enormemente la inteligibilidad del sonido.

Este sistema es un avance extraordinario en la ciencia acústica proporcionando una solución eficaz para el complejo desafío de lograr una acústica óptima y flexible en el diseño del edificio o de cualquier espacio como los grandes salones, discotecas, teatros, salas de concierto, restaurantes o las plazas (zonas de acceso del pasaje) centrales de entrada de pasajeros de los grandes cruceros con sus bulevares de tiendas.

Con este sistema se adquiere la capacidad de diseñar acondicionamientos acústicos de múltiples lugares con diferentes usos sin las limitaciones y sin el costo de los materiales tradicionales evitando, además, depender del tamaño o la forma de la sala o local.

Esta innovadora tecnología permite a las propiedades acústicas de una sala que debe modificar para adaptarse a la naturaleza del evento que tendrá lugar. El sistema ofrece una flexibilidad inalcanzable con los tradicionales métodos mecánicos de acústica variable, tales como paredes móviles, cortinas, paneles absorbentes y reflectantes, etc.

El tiempo de reverberación de un local también se puede variar con transductores electroacústicos y procesamiento de señales. El sonido en el local es recogido por los micrófonos y procesada (generalmente mediante la adición de reverberación) y, a continuación transmitido de vuelta a la habitación a través de altavoces.

Estos sistemas se denominan "activos" debido a que controlan la velocidad a la cual el sonido se agrega de nuevo al local (es decir, alteran el tiempo de reverberación aumentándolo o disminuyéndolo, según interese).

Los espacios pueden ser diseñados para tener tiempo de reverberación variables mediante la alteración del procesamiento de un sistema acústico activo. La absorción eficaz se puede reducir mediante el aumento de la ganancia entre los micrófonos y altavoces. La eficacia del volumen cúbico de una habitación se puede aumentar mediante la adición de reverberación entre los micrófonos y altavoces.



Sin duda esta nueva tecnología es aplicable a los buques, muy especialmente a los grandes cruceros, y en un futuro no muy lejano, seguro que veremos instalado algún sistema de este tipo a bordo de alguno ellos.

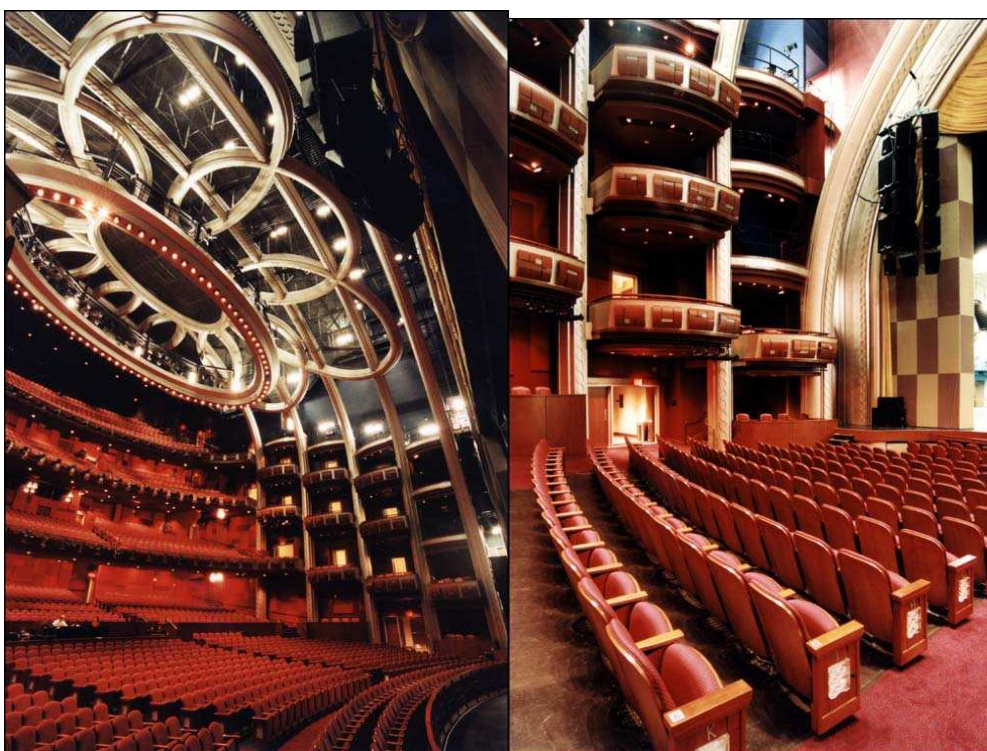


Fig 227 Teatro Kodak de Los Ángeles (USA) Dispone de este sistema de control activo del sonido (controlando el tiempo de reverberación del mismo) y dispone de varios cientos de altavoces y micrófonos, totalmente integrados y disimulados en la decoración, para realizar esta función de control de ruido.

Para ampliar más información sobre este tipo de tecnología se facilita la página Web de una de las empresas que la comercializa **Meyer Sound Laboratories, Incorporated** en Berkeley, California (USA).

<http://www.meyersound.com>



CUARTA PARTE

6 BIBLIOGRAFIA.

6.1 LIBROS.

Arau H. *ABC de la acústica arquitectónica*. Barcelona, CEAC, 1999. 336p. ISBN:84-329-2017-7.

Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR). *Acústica en la edificación*. Madrid, AENOR, 2002. 721p. ISBN: 978-84-8143-310-4.

Beranek L. *Acoustics*. New York, American Institute of Physics, 1993. 491p. ISBN 0-88318-494-X.

Beranek L. *Music, acoustics & architecture*. Malabar (Florida), Robert E. Krieger Publishing Company, 1979. 586p. ISBN 0-8827-585-19.

Carrión Isbert A. *Diseño Acústico de Espacios Arquitectónicos*. Barcelona. Alfaomega Grupo Editor S.A., 2001. 433p. ISBN 9701504534.

Celma J, Lasheras R, Pesera P. et al. *El Ruido como agente contaminante en la industria*. Zaragoza, Excmo. Ayuntamiento de Zaragoza, Mutua de Accidentes de Zaragoza, 1987. 224p. ISBN: 84-505-5421-7.

Cobo Parra, P. *Control activo del ruido. Principios y aplicaciones*. Madrid. Edit CSIC. 1997. 336p. ISBN: 84-00-07687-7.

Consejería de Trabajo Junta de Andalucía. *Audiología aplicada a la salud laboral*. Jerez (Cádiz), Junta de Andalucía (Consejería de Trabajo), 1993. 180p. ISBN: 84-7936-023-2.

Departments of the army, the air force, and the navy USA. *Power plant acoustics*. Washinton, Deparment of Defense USA, 2003. 96p. UFC 3-450-02.

Everest A. *Master Hand Book of acoustics*. New York, McGraw-Hill, 2001. 615p. ISBN: 0-07-136097-2.

Flores Pereita P. *Manual de acústica, ruido y vibraciones*. Barcelona. Ediciones GYC. 1990. 403p. ISBN: 84-87579-00-0.

Foreman J. *Sound Analysis and Noise control*. New York, Van Nostrand Reinhold, 1990. 461p. ISBN: 0-442-31949-5.

García Prada J, Pedrero Moya J. *Vibraciones y ruido en maquinas*. Madrid, Editorial UNED, 1999. 62p. ISBN: 9788436229547.

García Rodríguez A. *La contaminación acústica. Fuentes, evaluación, efectos y control*. Madrid, SEA, 2006. 323p. ISBN: 84-87985-10-6.



González F. *Teoría y práctica del mantenimiento industrial avanzado*. Madrid. Fundación Confemetal. 2003. 525p. ISBN: 8496169030.

Griffin M. *Handbook of Human Vibration*. Academic Press, London, 1990. 1008p. ISBN: 0-12-303040-4.

Günther K. *Física y técnica de la lucha contra el ruido*. Bilbao, Urmo, 1973. 546p. ISBN: 84-314-0097-8.

Harris C. *Manual de medidas acústicas y control del ruido*. Suengas A. (traductor). Madrid. McGraw-Hill. 1995. 697p. ISBN: 84-481-1619-4.

Headquarters Departments of the Army and the Air Force of USA. *Noise and vibration control*. Washinton, Deparment of Defense USA, 1995. 149p. TM 5-805-4/AFJMAN 32-1090.

International Standar Organization (ISO). *Acoustics. ISO standarts handbook*. Vol. 1, 2ª Ed. ISO Central Secretariat, Genova, 1995. 616p. ISBN: 92-67-10221-4.

International Standar Organization (ISO). *Acoustics. ISO standarts handbook*. Vol. 2, 2ª Ed. ISO Central Secretariat. Genova, 1995. 790p. ISBN: 92-67-10222-2.

Kinsler L, Frey A, Coppenns A., Sanders J. "Fundamentals of Acoustics". New York, John Wiley & Sons, 1988. 560p. ISBN: 0471847895.

Llinares, J.; Llopis, A.; Sancho, J. *Acústica arquitectónica y urbanística*. Valencia. Servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia. 1991. 387p. ISBN: 84-7721-133-7.

López Muñoz G. *El Ruido en el lugar de trabajo*. Madrid, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, 1992. 218p. ISBN: 84-7425-356-X.

Ministerio de Sanidad y Consumo. *Protocolos de vigilancia sanitaria específica para los/as trabajadores/as expuestos a Ruido*. Madrid, Centro de Publicaciones de la Secretaría General Técnica del Ministerio de Sanidad y Consumo, 2000. 77p. ISBN: 84-7670-578-6.

Recuero M. *Acondicionamiento acústico*. Madrid, Editorial Paraninfo S.A., 2000. 300p. ISBN: 84-283-2799-8.

Recuero M. *Acústica arquitectónica. Soluciones prácticas*. Madrid, Editorial Paraninfo S.A., 1992. 697p. ISBN: 84-283-1955-3.

Recuero M. *Ingeniería Acústica*. Madrid, Editorial Paraninfo S.A., 1999. 670p. ISBN: 84-283-2639-8.

Rejano M. *Ruido industrial y urbano*. Madrid, Editorial Thomson, 2000. 227p. ISBN: 84-283-2682-7.



Rodríguez F, Puente J. *Guía acústica de la construcción*. Madrid, Editorial Dos-satt, 2006. 235p. ISBN: 8496437108.

Rossing T. *Handbook of Acoustics*. New York, Springer Science Business Media, 2007. 1182p. ISBN: 978-0-387-30446-5.

6.2 ARTICULOS.

Accolti E, Miyara F. "Fuerza de Fluctuación de fuentes sonoras fluctuan-tes mezcladas". *Mecánica Computacional*. 2006 Vol. XXVIII (2) p.9-22. ISSN 1666-6070.

Beltrán Palomo P, Galindo C, Sanchez-Herrera C et al.. "Buques pesqueros si-lenciosos. Un hito de los pequeños y medianos astilleros españoles. Lecciones aprendidas". *Ingeniería Naval*. Febrero 2006 Nº864 p.49-64. ISSN: 0020-1073.

Beltrán Palomo P, Galindo C, Pérez C et al. "Buque oceanográfico Miguel Oli-ver: la excelencia en ruido y vibraciones a bordo cumpliendo ICES Nº 209". *In-geniería Naval*. Febrero 2006 Nº 864 p.68-107. ISSN: 0020-1073.

Beltrán Palomo P, Galindo C, Pérez C et al. "Buques pesqueros, sin vibracio-nes ni ruidos" *Rotación: revista mensual de la industria naval, marítima y pes-quera*. 2006 Nº438 p.60-65. ISSN: 0211-2892.

Beltrán Palomo P. "BIO "Ramón Margalef": Uno de los buques más silenciosos del mundo que cumple con todos los requerimientos de impacto medioambien-tal" *Infomarine*. Enero 2012 Nº 193 p.28-32. ISSN: 1135-9099.

Cobo P, Bravo T, Cuesta, M. et al. "Control Activo del Ruido". *Revista de Acús-tica. Instituto de Acústica. CSIC*. 2000. Vol. XXXI Nº 3 y 4 p.30-33. ISSN: 0210-3680.

Cobo P. "Control activo del ruido en el Instituto de Acústica del CSIC". *Revista de Acústica*. 1997. Nº 28 p.44-46. ISSN: 0210-3680.

Cuesta M, Moreno J, Pons J et al. "Control activo del ruido de escape de una fuente encapsulada". *Revista de Acústica. Instituto de Acústica. CSIC*. 1998. Nº 29 p.273-276. ISSN: 0210-3680.

Gallego J, Martimortugués C, Ruiz D. "Control Activo del Ruido". *Revista de Acústica. Instituto de Acústica. CSIC*. 2004. Vol. 34 Nº 1 y 2 p.73-88. ISSN: 0210-3680.

García Rodríguez A, "Exposición cotidiana al ruido ambiental". *Revista de Acústica. Instituto de Acústica. CSIC*. 2004. Vol. 35 Nº 3 y 4 p.36-41. ISSN: 0210-3680.



Oficina de Publicaciones Oficiales de las Comunidades Europeas. "El ruido en el trabajo". *Magazine. Revista de la Agencia Europea de Seguridad y Salud en el Trabajo*. Luxemburgo, 2005. Nº 8 p.1-31. ISSN: 1608-4152.

<http://osha.europa.eu/es/publications/magazine/8>

Pfretzschner J, Simón F, Rodríguez R et al. "Barreras acústicas". *Revista de Acústica. Instituto de Acústica. CSIC*. 2001. Vol. 32 Nº 3 y 4 p.2-5. ISSN: 0210-3680.

Torres del Castillo R. "Patologías vibroacústica generadas por instalaciones térmicas en edificios". *Revista El instalador*. Mayo 2003. Nº 397. ISSN: 0210-4091.

Torres del Castillo R. "Soluciones para el aislamiento de vibraciones adaptadas al RITE y sus instrucciones complementarias". *Revista Proyectar*. Septiembre 2001. Nº 65. ISSN: 1575-7366.

Manuel J. "Clamoring for Quiet: New Ways to Mitigate Noise". *Environmental Health Perspectives*. 2005. Nº113 p46-49. ISSN: 0091-6765.

<http://dx.doi.org/10.1289/ehp.113-a46>

6.3 PONENCIAS, CONGRESOS Y OTRAS PUBLICACIONES.

Álvarez L, Vidal I, Melcon B et al. "Caracterización del aislamiento acústico en un instituto de educación secundaria". *II Congreso Iberoamericano de Acústica*. Madrid, 2000. ISBN: 84-87985-03-3.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/aaq15.pdf>

Beltrán Palomo P. "Los requerimientos actuales de confort en buques. La predicción de vibraciones." *Jornadas sobre industrias, servicios e infraestructuras para el transporte marítimo de pasajeros, cruceros y turismo de recreo en el mediterráneo occidental*. Barcelona, 23 y 24 de noviembre de 2001.

Biot M, De Lorenzo F. "Noise and vibration on board cruise ships. Are new standards effective?". *2nd International Conference on Marine Research and transportation*. Nápoles (Italia), 28-30 Junio de 2007. ICMRT 07.

Búrdalo G, García E, Cepeda J et al. "Ejemplo de repercusión de las exigencias del nuevo CTE DB-HR sobre un edificio de reciente construcción". *40º Congreso Nacional de Acústica*. Cádiz, 2009. ISBN 84-87095-17-3.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/AED%20004.pdf>

Cepeda J, García E, Melcón B. "Análisis de las condiciones de inteligibilidad en un centro de enseñanza". *XXXII Congreso Nacional de Acústica*. Logroño, 2001. ISBN: 84-87985-05-X.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/pac1.pdf>



de Barrios Carro M, **Búrdalo G, García de la Peña D** et al. “El Proyecto en la Construcción como Factor Decisivo en el Confort Acústico. Consecuencias de un Caso Real”. *Congreso Internacional de Aislamiento Térmico y Acústico*. Gijón, 2007.

[http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/CIATEA_Ponencia%20\(2\).pdf](http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/CIATEA_Ponencia%20(2).pdf)

Ferrero J, Búrdalo G, Fuentes M et al. “Aportación al Conocimiento de la Importancia de las Vibraciones Mecánicas en la Maquinaria de Automoción Agrícola”. *Publicación Oficial del Congreso Internacional de Prevención de Riesgos Laborales* La Coruña, 2008. ISBN 84-934256-5-6.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/899-español.pdf>

Fraguela Formoso J.A. “Apuntes Asignatura Equipos y Servicios. Capítulo 3 Acondicionamiento sonoro”. Universidad de A Coruña.

Fuentes M, Ferrero J, Búrdalo G et al. “La antigüedad en el puesto de trabajo de tractorista y la posible pérdida auditiva”. *Símpoio Internacional de Ingeniería Rural*. Palencia, 2005. ISBN 84-609-6470-1.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/06-07%20-%20SIMPOSIO%20PALENCIA-RUIDO.pdf>

García E, Fuentes M, Cepeda, J. Modelo de predicción estadística de ruido urbano adaptado a la ciudad de León (España). *VI Congreso Iberoamericano de Acústica. FIA 2008*. Buenos Aires (Argentina). ISBN 978-987-24713-1-6.

[http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/\(A114-Fuentes\)%20Predicción%20estadística%20ruido%20urbano.pdf](http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/(A114-Fuentes)%20Predicción%20estadística%20ruido%20urbano.pdf)

García E., de Barrios M, Cepeda J et al. “Aproximación a la confección del mapa estratégico de ruido de la ciudad de León (España)”. 40º Congreso Nacional de Acústica. Cádiz, 2009. ISBN 84-87095-17-3.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/RDO%20018.pdf>

Gomez-Cano M. “Ruido: evaluación y acondicionamiento ergonómico”. Madrid. Edita Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, 2009. 35p. NIPO: 792-11-024-9.

Isover Saint-Sovein. “Manual de Conductos de aire acondicionado Climaver”. Edita Isover Saint-Sovein, Azuqueca de Henares.

Isover Saint-Sovein. “Soluciones de aislamiento Ultimate para marina”. Isover Edita Saint-Sovein, Azuqueca de Henares.

Melcón B, Fernandez del Río D, Garcia e et al “Incidencia de la instalación de pantallas acústicas en los niveles sonoros en poblaciones cercanas a la autovía A-66 (España) – Simulación”. *IV Congreso Ibero-Americano de Acústica*. Guimarães (Portugal), 2004.

<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/ID93.pdf>



Muñoz J, Reques L, Díaz A, et al. "Adaptación de la Asignatura "Vibraciones y Ruidos en Máquinas" al Espacio Europeo de Educación Superior". 2ª *Jornadas de Innovación Educativa de la Escuela Politécnica Superior de Zamora*. Junio 2007. ISBN: 978-84-7800-369-3.

Savreux K, Crouzet S, Andreau C. " Overview of comfort criteria for vibration assessment proposed by ISO 6954 and different classification societies". *Conferencia sobre vibraciones y ruidos en buques*. Londres 17 al 18 de Septiembre de 2007.

Texsa S.A. "Sistemas de aislamiento acústico para obra nueva y rehabilitación". Edita Texsa S.A. 6ª Edición 2009.

6.4 DOCUMENTOS DE INTERNET.

Acoustical Society of America acousticalsociety.org

Acoustics Research Laboratory arcpubs. stab.larc.nasa.gov

Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) www.aenor.es

Boletín Oficial del Estado (BOE). <http://www.boe.es>

Brüel & Kjaer Sound & Vibration www.bksv.com

Centre D'informacion et Documentation sur le Bruit www.cidb.org

European Acoustics Association www.eaa-fenestra.org

Federación Iberoamericana de Acústica www.fia.ufsc.br

Institute of Physics www.iop.org

Instituto de Acústica CSIC www.ia.csic.es

Instituto Nacional de Salud e Higiene en el Trabajo (INSHT) www.insht.es

Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT).
<http://www.mtas/insht>.

International Council of Scientific Unions (ICSU) www.icsu.org

International Institute of Acoustics and Vibration www.iiav.org

ISO (Internacional Estándar Organization) www.iso.org

National Center for Physical Acoustics www.olemiss.edu/depts/ncpa

Organización Marítima Internacional. <http://www.imo.org>



Organización Mundial de la salud (OMS) / World Health Organization (WHO)
www.euro.who.int/en/what-we-do/health-topics/environment-and-health/noise

Sociedad Española de Acústica www.sea-acustica.es

Meyer Sound Laboratories, Incorporated <http://www.meyersound.com>

6.5 NORMATIVA Y REGLAMENTOS.

AHRI (Air-Conditioning & Refrigeration Institute). *Standard 885-2008 Procedure for Estimating Occupied Space Sound Levels in the Application of Air Terminals and Air Outlets*. Arlington (USA). 2008.

American Bureau of Shipping (ABS). *Guidance Notes on Ship Vibration*. Editorial ABS Plaza. Houston Edición Abril 2006.

Bureau Veritas (BV). *Rules for the Classification of Steel Ships*. PART E – Additional Class Notations Chapters 6 – 7 – 8 – 9 – 10. Marine Division. Neuilly-sur-Seine Cedex- France. Julio 2011.

Comunidad Europa (CE) *Directiva 2002/44/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 25 de Junio de 2002, sobre las disposiciones mínimas de seguridad y salud relativa a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (vibraciones)*. Diario Oficial de las Comunidades Europeas L177/13 del 6 de Julio de 2007.

Comunidad Europa (CE). *Directiva 2003/10/CEE del 6 de febrero de 2003 sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud relativas a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (ruido)*. Diario Oficial de las Comunidades Europeas L42/38 del 15 de febrero de 2003.

Comunidad Europa (CE). *Directiva 2006/42/CE del 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas*, publicada en el DOUE del 9 de junio de 2006. Diario Oficial de las Comunidades Europeas L157/24 del 9 de Junio de 2006.

Comunidad Europa (CE). *Directiva 86/188/CEE del 12 de mayo del 1986 relativa a la protección de los trabajadores contra los riesgos debidos a la exposición al ruido durante el trabajo*. Diario Oficial de las Comunidades Europeas L 137 del 24 de mayo de 1986.

Comunidad Europa (CE). *Directiva 89/391/CEE del 12 de junio del 1989 relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud de los trabajadores en el trabajo*. Diario Oficial de las Comunidades Europeas L183 del 29 de Junio de 2003.

Det Norske Veritas (DNV). *Rules for classification of special service and type additional class*. Part 5 Chapter 12. Confort Class. Høvik, Norway. Enero 2011.



Instituto de Ciencias de la Construcción EduardoTorroja. IETcc- CSIC. Unidad de calidad en la construcción. *Guía de Aplicación del DB HR Protección Frente al Ruido. Código Técnico de la Edificación [CTE].* Versión V.01, 1 de Agosto 2009.

International Maritime Organization (IMO). *Resolución A.343 (IX) Recomendación sobre métodos para medir niveles de ruido en los puestos de escucha de los buques.* Editada el 12 de Noviembre 1975.

International Maritime Organization (IMO). *Resolución A486 (XII) "Código sobre niveles de Ruido a bordo de buques"* Editada el 19 de Nov. 1981.

Lloyd's Register of Shipping (LR). *Ship Vibration and Noise Guidance Notes.* Rev 2.1. Londres. Julio 2006.

Ministerio de Ciencia y Tecnología. *Norma UNE-EN ISO 354:2004 Acústica. Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante.* B.O.E. Nº 96 del 20 de abril de 2004.

Ministerio de Ciencia y Tecnología. *Norma UNE-EN ISO 458 del 10 de marzo de 2005 Protectores auditivos contra el ruido. Recomendaciones relativas a la selección, uso, precauciones de empleo y mantenimiento.* B.O.E. Nº 159 del 4 de julio de 2002.

Ministerio de Industria y Energía. *Norma UNE-EN ISO 4869-2 de 1996 Acústica. Protectores auditivos contra el ruido. Parte 2: Estimación de los niveles efectivos de presión sonora ponderados A cuando se utilizan protectores auditivos.* B.O.E. Nº 96 del 22 de abril de 1998.

Ministerio de Industria y Energía. *Real Decreto 1316/1989, de 27 de octubre, sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición a ruido durante el trabajo.* B.O.E. Nº.263 del jueves 2 de noviembre de 1989.

Ministerio de Industria y Energía. *Real Decreto 1435/1992, de 27 de noviembre, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del consejo 89/392/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.* B.O.E. Nº 297 del 11 de diciembre de 1992.

Ministerio de Industria, Comercio y Turismo. *Norma UNE 74-023-92: Acústica. Determinación de la exposición al ruido en el trabajo y estimación de las pérdidas auditivas inducidas por el ruido.* B.O.E. Nº 75 del 27 de marzo de 1992.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 1215/1997 del 18 de Julio de 1997 por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.* B.O.E Nº 188 de 7 de agosto de 1997.



Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 1311/2005 del 4 de noviembre de 2005 sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas*. B.O.E. Nº 265 del 5 de Noviembre de 2005.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 1371/2007 del 19 de Octubre de 2007. por el que se aprueba el Documento Básico "DB-HR Protección frente al ruido" del Código Técnico de la Edificación (CTE)*. B.O.E. Nº 254 del 23 de octubre de 2007.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 286/2006 del 10 de marzo de 2006 sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido*. B.O.E. Nº 97 del 23 de abril de 1997.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 485/1997 del 14 de **abril de 1997** sobre disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en el trabajo*. B.O.E. Nº 97 del 23 de abril de 1997.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 486/1997 del 14 de abril de 1997 por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo*. B.O.E. Nº del 23 de abril de 1997.

Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 488/1997 del 14 de abril de 1997 sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo que incluye pantallas de visualización y la guía correspondiente editada por el INSHT*. B.O.E. Nº 97 del 23 de abril de 1997.



7 ANEXO

7.1 EJEMPLO DE UN REPORT DE MEDICIÓN DE RUIDO EN PRUEBAS OFICIALES DE MAR.

A continuación se adjunta un report de la medición oficial de ruidos para un Ferry entregado por el astillero H.J. Barreras S.A. en el año 2006.

NOTA:

Por motivos de privacidad y discreción, de manera consciente no se indicará ni el Número de construcción, ni el nombre del buque:



MEDICIÓN DE RUÍDOS EN PRUEBAS DE MAR

CONSTRUCCIÓN

C/**omitido**

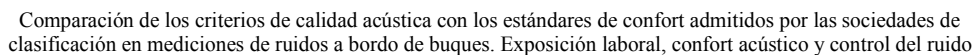
“OMITIDO”

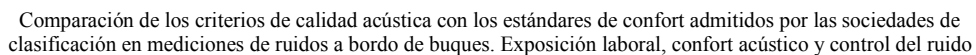


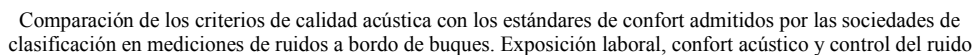
H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O			
C. / omitido	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS		HOJA N°
NOMBRE DEL BARCO <u>OMITIDO</u>	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUÍDOS 10.19		FECHA: 12-05-06 CONTROL DE CALIDAD
<u>EQUIPO UTILIZADO</u>			
<p>Para la medición del nivel de presión acústica continua equivalente ponderada “A” se utilizó un Sonómetro integrador de precisión “<u>Sound Level Meter</u>” modelo “<u>Brüel & Kjaer</u>” tipo <u>2230 + 1624</u>, Que satisface los requisitos de las normas IEC-651 tipo 1.</p> <p>El calibrador de nivel sonoro utilizado fue, el modelo marca “<u>Brüel & Kjaer</u>” tipo <u>4230</u></p>			
<u>CONDICIONES DE LA MEDICIÓN</u>			
<p>1. <u>Operaciones de mar.</u></p> <ul style="list-style-type: none"> – Motores propulsores al 100% de M.C.R. – Navegando con timones a la vía. – Aire acondicionado funcionando. – Hélices de proa sin funcionar – Velocidad del buque entre <u>21.5</u> y <u>22.5</u> nudos. – Calados del buque <u>4.8</u> m Proa y <u>5.0</u> m popa. 			
<p>2. <u>Metereológicas</u> (inferior a Beauford 3)</p> <p>Las condiciones metereológicas fueron:</p> <p>Viento: <u>Del SO</u> Fuerza: <u>2</u> Mar: <u>Beauford 2</u></p> <p>Velocidad del viento absoluto: <u>4</u> nudos.</p>			
<p>3. <u>Espacios a medir.</u></p> <p>Se realizará un muestreo eligiendo aleatoriamente los locales y zonas a medir. Los resultados de las mediciones deberán cumplir con los siguientes niveles maximos recomendados según la Resolución A.468(XII) del IMO:</p>			
<p>Camarotes tripulación ----- 60 dB (A)</p> <p>Puente de Navegación y derrota ----- 65 dB (A)</p> <p>Comedores----- 65 dB (A)</p> <p>Salas de estar----- 60 dB (A)</p> <p>Cocina (equipos fuera de servicio) ----- 75 dB (A)</p> <p>Salones----- 60 dB (A)</p> <p>Cabina de control en Cámara Máquinas----- 75 dB (A)</p>			
<i>ASTILLERO</i>	<i>INSPECCION BUQUES</i>	<i>SDAD. CLASIFICADORA</i>	<i>ARMADOR</i>



H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O			
C. / omitido	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS		HOJA N°
NOMBRE DEL BARCO	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUIDOS		FECHA: 12-05-06
OMITIDO	10.19		CONTROL DE CALIDAD
<p>Talleres Cerrados----- 90 dB (A)</p> <p>Talleres Abiertos en Cámara de Máquinas----- 110 dB (A)</p> <p>Espacios de Cámara de máquinas ----- 110 dB (A)</p> <p>Espacios no ocupados normalmente----- 90 dB (A)</p> <p>Hospital----- 60 dB (A)</p> <p>Zonas Comunes Exteriores----- 75 dB (A)</p> <p>Se permitirá una tolerancia de 3 dB (A) durante la medición.</p> <p style="text-align: center;"><u>PROCEDIMIENTO DE LA MEDICIÓN</u></p> <p>Las lecturas del nivel de presión acústica, aparecen expresadas en decibelios, utilizando un filtro de ponderación “A”.</p> <p>El tiempo de medición fue de 5 segundos.</p> <p style="text-align: center;"><u>CALIBRACIÓN</u></p> <p>El sonómetro se calibró con el equipo indicado en el apartado “EQUIPO UTILIZADO” antes y después de efectuar las mediciones.</p> <p style="text-align: center;"><u>POSICIONES DE MEDICIÓN</u></p> <p>Podemos contemplar las siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Las mediciones se realizaron con el micrófono con pantalla, antiviento, colocado a una altura de entre 1,2 m. Y 1.6 m. Sobre cubierta. – La distancia mínima entre dos puntos de medición fue de 2 m. en espacios pequeños y de 7 m. en locales grandes. – Las mediciones correspondientes a las máquinas que constituyen fuente de sonido se realizaron a más de 1 m. de los mismos. – Las mediciones en cocina se realizaron con los equipos fuera de servicio. – En alojamientos se realizó 1 medición al centro del local. <p>Estas pruebas fueron realizadas el día: ____ 7 de Marzo ____ de 2.005</p>			
ASTILLERO	INSPECCION BUQUES	SDAD. CLASIFICADORA	ARMADOR

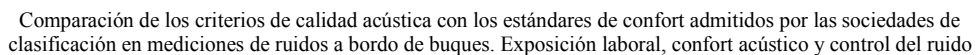
378

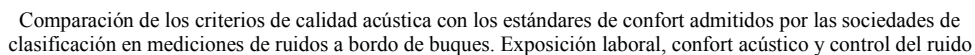
379

380



H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O														
C. / OMITIDO		PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS								HOJA N°				
NOMBRE DEL BARCO		MEDICIÓN DE NIVEL DE RUÍDOS								FECHA: 30-05-06				
OMITIDO		50PDM019								CONTROL DE CALIDAD				
ELEMENTO A VERIFICAR														
<p>CUBIERTA N. 7 18250 MM. S/B</p> <p>1 TERRAZA (40 PLAZAS)</p> <p>2 SALON POPA SUPERIOR (146 PLAZAS)</p> <p>3 SALON DE BUTACAS (46 PLAZAS)</p> <p>4 SALON DE BUTACAS (82 PLAZAS)</p> <p>5 TERRAZA (32 PLAZAS)</p> <p>6 SALON DE BUTACAS (46 PLAZAS)</p> <p>7</p> <p>8</p> <p>9</p>														
PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric	RESULTADO (db)											ISO NR
			DbA	FILTROS DE OCTAVA (Hz)										
				dbA	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	
1	Veranda BR Popa	75	70.4											
2	Salón de Popa	65	66.6	93.5	92	72	65.2	58.3	52	52	47.5	38.3		
3	Zona Atrium BR	65	65.8	96.6	93.2	73	66.2	66	54	42.2	44.4	38.5		
4	Zona Atrium ER	65	61.9	93.8	91.7	70.5	68	60.5	54.9	53	44.4	36.8		
5	Veranda ER Popa	75	71											
6	Veranda ER Centro	65	67.5	96	91.9	75.5	80.2	75	65	58.8	61	54.6		
7	Salón Butacas Centro	65	63.8	88.7	82.3	69.9	64.3	55.7	54.4	55.7	49.5	43.4		
8	Veranda BR Centro	65	67.8	91.8	88.2	77	73.4	64.9	65	67.4	64.4	57.2		
9	Salón de popa	65	62	92.4	85.5	70	62.9	58.2	51.4	49	45.4	35.3		
ASTILLERO		INSPECCION BUQUES				SDAD. CLASIFICADORA				ARMADOR				

382

383



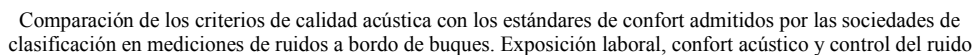
H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O																																																																																																																																																																									
C. / OMITIDO	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS								HOJA N°																																																																																																																																																																
NOMBRE DEL BARCO	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUIDOS								FECHA: 30.05-06																																																																																																																																																																
OMITIDO	50PDM019								CONTROL DE CALIDAD																																																																																																																																																																
ELEMENTO A VERIFICAR																																																																																																																																																																									
<div style="display: flex; align-items: center; justify-content: center;"> <div style="text-align: center; margin-right: 20px;"> <div style="background-color: yellow; border-radius: 50%; width: 30px; height: 30px; line-height: 30px; margin: 0 auto;">1</div> <div style="border: 2px solid black; width: 100%; height: 100%; transform: rotate(-45deg);"></div> </div> <div style="text-align: center;"> <p>CUBIERTA N. 2</p> <p>4200 MM. S/B</p> </div> </div>																																																																																																																																																																									
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="3" style="width: 10%;">PUNTO LECT.</th> <th rowspan="3" style="width: 15%;">LOCAL</th> <th rowspan="3" style="width: 10%;">Max Teoric DbA</th> <th colspan="11" style="width: 74%;">RESULTADO (db)</th> </tr> <tr> <th colspan="11" style="text-align: center;">FILTROS DE OCTAVA (Hz)</th> <th rowspan="2" style="width: 5%;">ISO NR</th> </tr> <tr> <th style="width: 5%;">dbA</th> <th style="width: 5%;">31,5</th> <th style="width: 5%;">63</th> <th style="width: 5%;">125</th> <th style="width: 5%;">250</th> <th style="width: 5%;">500</th> <th style="width: 5%;">1K</th> <th style="width: 5%;">2K</th> <th style="width: 5%;">4K</th> <th style="width: 5%;">8K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">1</td> <td style="text-align: center;">Local del Servo</td> <td style="text-align: center;">110</td> <td style="text-align: center;">87.4</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>														PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)											FILTROS DE OCTAVA (Hz)											ISO NR	dbA	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	1	Local del Servo	110	87.4																																																																																																																				
PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)																																																																																																																																																																						
			FILTROS DE OCTAVA (Hz)														ISO NR																																																																																																																																																								
			dbA	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K																																																																																																																																																													
1	Local del Servo	110	87.4																																																																																																																																																																						
<i>ASTILLERO</i>		<i>INSPECCION BUQUES</i>			<i>SDAD. CLASIFICADORA</i>			<i>ARMADOR</i>																																																																																																																																																																	



H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O																																																																																																																																																																		
C. / OMITIDO	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS	HOJA N°																																																																																																																																																																
NOMBRE DEL BARCO	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUIDOS	FECHA: 30-05-06																																																																																																																																																																
OMITIDO	50PDM019	CONTROL DE CALIDAD																																																																																																																																																																
ELEMENTO A VERIFICAR																																																																																																																																																																		
CUBIERTA N. 2 4200 MM. S/B																																																																																																																																																																		
<table border="1"><thead><tr><th rowspan="3">PUNTO LECT.</th><th rowspan="3">LOCAL</th><th rowspan="3">Max Teoric DbA</th><th colspan="10">RESULTADO (db)</th><th rowspan="3">ISO NR</th></tr><tr><th rowspan="2">DbA</th><th colspan="8">FILTROS DE OCTAVA (Hz)</th><th rowspan="2"></th></tr><tr><th>31,5</th><th>63</th><th>125</th><th>250</th><th>500</th><th>1K</th><th>2K</th><th>4K</th><th>8K</th></tr></thead><tbody><tr><td>1</td><td>Cabina de Control</td><td>75</td><td>78</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>2</td><td>C. Máquinas Auxiliar</td><td>110</td><td>95.6</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>3</td><td>Local Compresores</td><td>110</td><td>105.5</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></tbody></table>				PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)										ISO NR	DbA	FILTROS DE OCTAVA (Hz)									31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	1	Cabina de Control	75	78											2	C. Máquinas Auxiliar	110	95.6											3	Local Compresores	110	105.5																																																																																														
PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)										ISO NR																																																																																																																																																					
			DbA				FILTROS DE OCTAVA (Hz)																																																																																																																																																											
				31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K																																																																																																																																																						
1	Cabina de Control	75	78																																																																																																																																																															
2	C. Máquinas Auxiliar	110	95.6																																																																																																																																																															
3	Local Compresores	110	105.5																																																																																																																																																															
2 MMAA funcionando																																																																																																																																																																		
ASTILLERO	INSPECCION BUQUES	SDAD. CLASIFICADORA	ARMADOR																																																																																																																																																															



H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O																																																																																																																																																		
C. / OMITIDO	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS								HOJA N°																																																																																																																																									
NOMBRE DEL BARCO OMITIDO	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUIDOS								FECHA: 30-05-06																																																																																																																																									
	50PDM019								CONTROL DE CALIDAD																																																																																																																																									
ELEMENTO A VERIFICAR																																																																																																																																																		
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div style="text-align: right;"> <p style="font-size: 2em; margin: 0;">CUBIERTA N. 1</p> <p style="margin: 0;">M.C.I. 1480 MM. S/B</p> </div> </div>																																																																																																																																																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th rowspan="3">PUNTO LECT.</th> <th rowspan="3">LOCAL</th> <th rowspan="3">Max Teoric DbA</th> <th colspan="11">RESULTADO (db)</th> </tr> <tr> <th rowspan="2">dbA</th> <th colspan="10">FILTROS DE OCTAVA (Hz)</th> <th rowspan="2">ISO NR</th> </tr> <tr> <th>31,5</th> <th>63</th> <th>125</th> <th>250</th> <th>500</th> <th>1K</th> <th>2K</th> <th>4K</th> <th>8K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Hélices Proa</td> <td>110</td> <td>79.8</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>														PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)											dbA	FILTROS DE OCTAVA (Hz)										ISO NR	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	1	Hélices Proa	110	79.8																																																																																														
PUNTO LECT.	LOCAL	Max Teoric DbA	RESULTADO (db)																																																																																																																																															
			dbA	FILTROS DE OCTAVA (Hz)													ISO NR																																																																																																																																	
				31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K																																																																																																																																						
1	Hélices Proa	110	79.8																																																																																																																																															
<i>ASTILLERO</i>		<i>INSPECCION BUQUES</i>			<i>SDAD. CLASIFICADORA</i>			<i>ARMADOR</i>																																																																																																																																										

387









H I J O S D E J . B A R R E R A S - V I G O			
C. / OMITIDO	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ENSAYOS		HOJA N°
NOMBRE DEL BARCO OMITIDO	MEDICIÓN DE NIVEL DE RUIDOS 50PDM019		FECHA: 30-05-06
			CONTROL DE CALIDAD
<p><u>CONCLUSIÓN</u></p> <p>Según los valores obtenidos en la medición y teniendo en cuenta el margen de tres decibelios que permite la Norma A.468(XII) del IMO, se considera que el nivel de ruidos en Habitación y Cámara de Máquinas CUMPLE con la citada Norma.</p>			
ASTILLERO	INSPECCION BUQUES	SDAD. CLASIFICADORA	ARMADOR








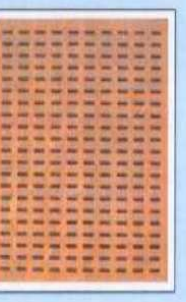


7.2 EJEMPLOS DE MATERIALES HABITUALMENTE UTILIZADOS PARA ACONDICIONAMIENTOS ACÚSTICOS.

7.2.1 MATERIALES ABSORBENTES.

A 1		Filtro de fibras textiles entrelazadas entre sí por resinas especiales. Debido a su estructura altamente porosa, tiene un gran poder absorbente y antivibratorio. Especialmente recomendado en cámaras de aire, suelos flotantes, cerramientos aislantes, etc.
Acustifiber C		Compuesto de fibra de poliéster, totalmente reciclable. Tiene la propiedad antipolvo, no pierde peso por deterioro ni se deshilacha, siendo un producto muy agradable al tacto. Ideal para revestimiento de conductos de ventilación. No desprende partículas. Espesor: 15 ó 20 mm. Clase: M1
Acustifiber P		Igualmente compuesto por fibra de poliéster como el anterior AcustiFiber C. Se aconseja la colocación entre paredes como absorbente en cámaras de aire, eliminando la amplificación de las ondas estacionarias. Densidad: 15 Kg/m³ Espesor: 40 mm. Clase: M1
Acustifiber PC		Con 25 mm. de espesor e idénticas características que AcustiFiber C y P, esta versión dispone de un acabado de protección en velo gris color marengo altamente decorativo. Densidad: 35 Kg/m³. Clase: M1
Acustifiber T		Compuesto por una placa de Acustifiber especialmente diseñada para recibir cualquier tipo de tejido en forma de tapizado según deseos del cliente. Ideal para recubrimiento absorbente sobre paredes en todo tipo de salas polivalentes. Altamente decorativo. Producto base Clase: M1. Densidad: 50 Kg/m³. Placas de 2200 x 1000 mm. Espesor: 35 mm.
Acustisón 50		Panel absorbente prefabricado compuesto de chapa perforada prelacada en gris y lana de roca interior con velo protector negro. De elevada resistencia y altamente decorativo debido a su perfecto acabado. Apto para todo tipo de salas polivalentes, piscinas, salas de máquinas, etc. Paneles de: 300x3000 mm. Clase: M1
Acustiwall		Combinación de funcionalidad y estética. Acustiwall está compuesto por un sustrato de poliuretano acabado con un tejido compacto, de alta resistencia al rasgado superficial. Recubrimiento absorbente decorativo y funcional para paredes. Rollos de 1400 mm. de ancho. Espesor: 14 mm.



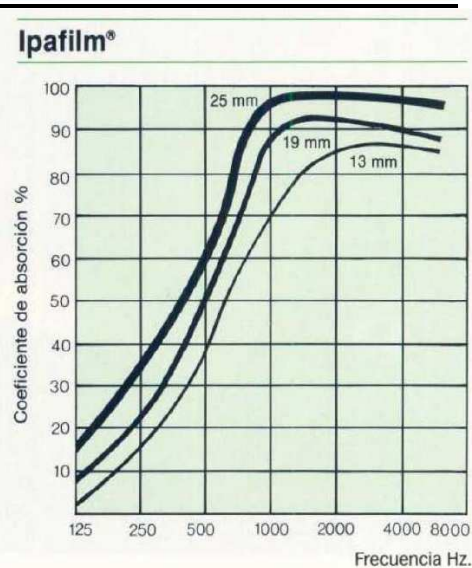
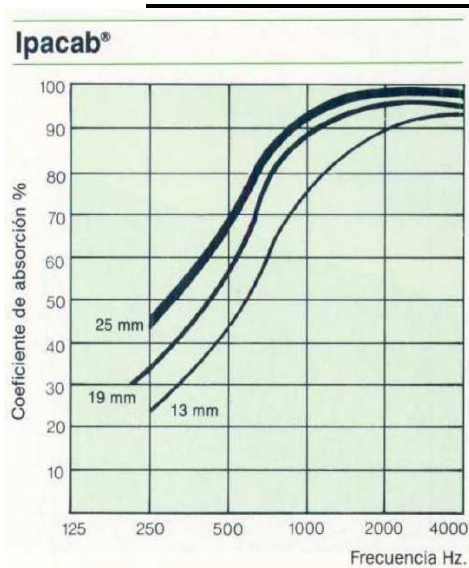
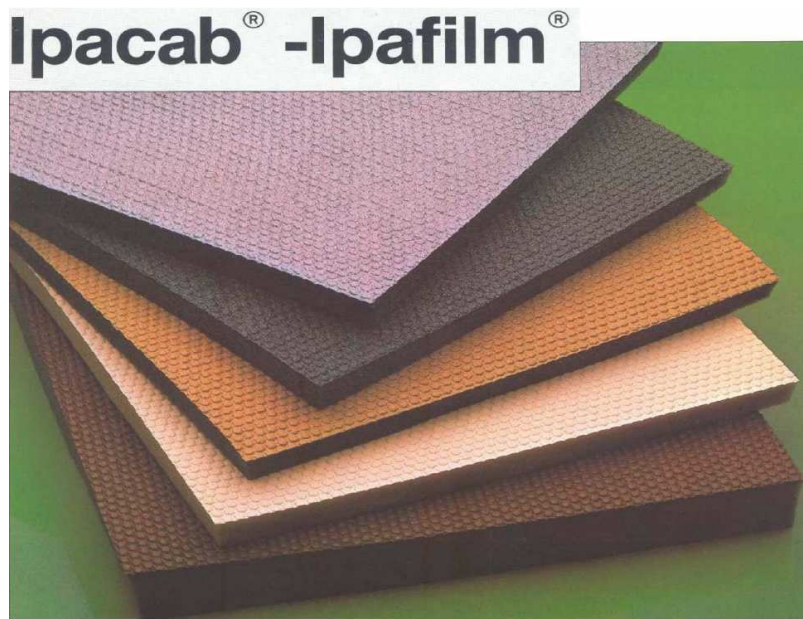
<p>Acustec</p>		<p>Panel autoportante de lana mineral dotado de elevada resistencia mecánica y de altas prestaciones absorbentes. Se instala mediante el soporte de perfilería estándar. Especialmente indicado para aumentar el confort acústico y la armonía decorativa en salas acústicas polivalentes.</p>
<p>Brisa</p>		<p>Panel decorativo de alta absorción compuesto en su totalidad de fibra de poliéster. Además, su geometría le dota de una alta capacidad de difusión acústica. La excelente estética del Brisa lo convierte en un producto muy versátil, atractivo y de fácil instalación.</p>
<p>Brisa T</p>		<p>Sustituye los clásicos techos con perfilería vista obteniendo resultados muy interesantes a nivel acústico. Acabados: Blanco y pintado (colores RAL). Existe una versión "T" tapizado en una gran variedad de tejidos y colores. Clase: M1 Emisión de humos: F1</p>
<p>Acustikell B-201</p>		<p>Placas absorbentes de material fibroso microporoso dotado de una geometría característica con una doble función estética y absorbente. Pueden utilizarse para paredes o techos indistintamente, utilizando la perfilería clásica, un reticulado de madera e incluso directamente sobre la superficie.</p>
<p>Acustikell W</p>		<p>Placas absorbentes constituidas por fibra de vidrio moldeado formando un complejo de 3 a 35 mm de espesor. La porosidad del material y la forma del panel optimizan el coeficiente de absorción. Permite concebir elementos tridimensionales. Acabado estético y alto rendimiento acústico a bajas y medias frecuencias.</p>
<p>Isoleco</p>		<p>Placas absorbentes, higiénicas, sin poros e impermeables para bacterias, mohos y microorganismos. Son resistentes a gran variedad de productos químicos y de muy fácil limpieza. Ideal para industria alimentaria, farmacéutica, salas de operación y locales higiénicos en general. Distintas versiones de placas para techo, plafones y baffles absorbentes.</p>
<p>Acustiforo DMR</p>		<p>Revestimiento decorativo absorbente para techos y paredes. Instalado con cámara de aire interior rellena de material absorbente Acustifiber P-40, se consiguen buenos coeficientes de absorción además de mejorar la estética.</p>
<p>Acustiforo DML</p>		<p>Belleza y decoración en madera. Indicado para todo tipo de salas polivalentes, áreas comerciales, hoteles, auditorios, discotecas, cines, teatros, bares, restaurantes, despachos, salas de reunión, salas de máquinas, locales públicos, instalaciones deportivas...</p>



Acusticab		Espuma de poliuretano expandido flexible, caracterizado por su impresión alveolar en forma de relieve. Resistente a la abrasión y al tacto gracias a su film protector, impermeable y de fácil limpieza. Ideal para revestimientos de paredes, carcasas y cerramientos industriales. Rollos de 1400 mm de ancho. Espesores: 13, 19 y 25 mm.
Acusticell		Espuma de poliuretano expandido flexible, caracterizado por su impresión alveolar en forma de relieve. Resistente a la abrasión. Ideal para máquinas de oficina, instrumentación, equipos de medida. Rollos de 1400 mm de ancho. Espesores: 6, 13, 19 y 25 mm.
Acusticell Mylar		Espuma de poliuretano expandido flexible acabado film Mylar. Resistente a la abrasión, a la temperatura, a los líquidos gracias al film impermeable que lo caracteriza. Ideal para forrado de carcasas, cuartos de motores y tratamientos absorbentes en la industria en general. Rollos de 1400 mm de ancho. Espesor: 13 mm.
Sonaspray K-13		Absorbente acústico proyectado formado por guata de celulosa de muy alta calidad y ecológica. Solución ideal para el tratamiento de recintos que poseen limitaciones físicas o estéticas para la instalación de los tradicionales techos de perfilería. Existe en acabado FC más fino y de menor rugosidad. Todo tipo de salas polivalentes. Clase: M1
Trampas absorbentes		Fabricados a medida según cada necesidad. Son estructuras de madera tapizada rellenas en su interior de material absorbente tipo Acustifiber. Especialmente indicado para absorber todo tipo de frecuencias, especialmente las bajas. Entre sus aplicaciones más usuales se encuentran: Estudios de grabación, doblaje y salas acústicas en general, Home cinema...
Difusores y Resonadores: Son elementos autoportantes para instalación en todo tipo de salas. Su misión es la de eliminar las reflexiones indeseables que se producen cuando el sonido incide directamente sobre las superficies de la sala, sin disminuir el tiempo de reverberación. Aplicaciones: Todo tipo de locales o salas donde se necesite confort acústico al detalle: Estudios de grabación y doblaje, emisoras de radio, home cinema, etc.		
Panel Difusor Absorbente TR-A		Panel difusor absorbente de residuo cuadrático. Construido en madera DM barnizado natural. Dim: 595 x 595 mm. y dos profundidades: 200 y 400 mm. Ideal para corregir la reverberación y las reflexiones en medias y altas frecuencias.
Panel Difusor TR-Q		Panel difusor de residuo cuadrático. Construido en madera DM barnizado natural. Dim: 595 x 595 mm. y dos profundidades: 200 y 400 mm. Ideal para corregir las reflexiones y el flutter en medias frecuencias.
Panel Difusor Resonador TR-QA		Panel difusor resonador de residuo cuadrático. Construido en madera DM barnizado natural. Dim: 595 x 595 mm. y dos profundidades: 200 y 400 mm. Ideal para corregir las reflexiones, la reverberación y el flutter en bajas y medias frecuencias.
Panel Difusor Resonador TR-9		Panel resonador de baja frecuencia. Construido en madera DM barnizado natural. Dim: 595 x 595 mm. y dos profundidades: 200 y 400 mm. Ideal para corregir la reverberación a bajas y medias frecuencias.



7.2.2 MATERIALES ABSORBENTES DISIPATIVOS.



Espuma de poliuretano expandido flexible, de célula abierta, acoplada a un film de poliuretano, que le aporta un excepcional acabado superficial

Datos técnicos

- Formato: rollos de anchura 1400 mm.
- Espesor nominal: 6-13-19-25 mm.
- Color de la espuma: antracita.
- Color del film superficial: negro, gris, azul, blanco, beige.
- Densidad media de la espuma: 30 Kg/m³
- Intervalo útil de temperatura: —40°C ÷ +120°C
- Conductibilidad térmica: 0,031 Kcal/mh° C.
- Resistencia de la espuma a la llama:
 - Tipo N: autoextinguible según ASTM-D 1692-68
 - Tipo S: autoextinguible según UL94-HF 1.
- Absorción: Ver gráfico.



Descripción

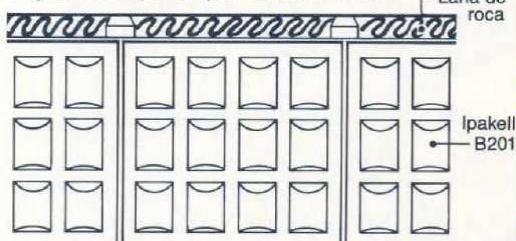
Los IPAKELL B-201 son elementos absorbentes estandarizados constituidos por un material fibroso y microporoso recubierto con un acabado superficial de naturaleza textil. Su especial geometría ha sido definida en orden a optimizar la doble función ESTETICA/ABSORBENTE.

Propiedades generales	
Peso	1 Kg.
Dimensiones	1195×595 mm
Superficie absorbente	0,71 m ²
Comportamiento al fuego	autoextinguible
Resistencia mecánica	buena
Aislamiento térmico	1=0,033 Kcal/mh °C
Color	Azul, Visón, Marfil Gris y Negro (1)

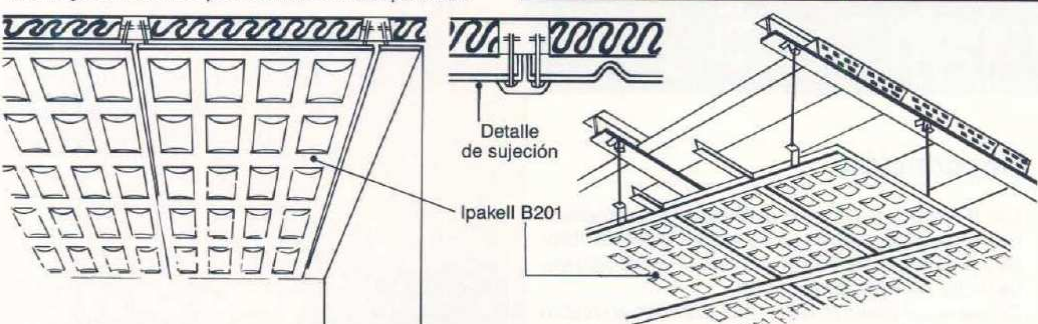
(1) Para más de 500 m² se puede escoger el color.

Sistemas de sujeción

Sujeción en pared por tornillos o cola



Montaje en techos por tornillos o suspensión





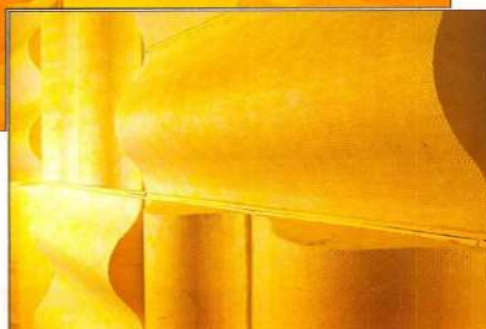
Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido

Paneles Ipawan®



Nacido de una tecnología punta, el IPAWAN es un material modular de gran belleza y estética actual, de instalación muy simple y que ofrece una gran mejora del confort acústico para todos aquellos locales donde la comunicación es importante:

Salas polivalentes Salas de reunión
Pabellones deportivos Locales de producción
Halls de recepción Y todos los grandes volúmenes
Cafeterías



Panel curvo constituido con fibra de vidrio moldeada formando un complejo de 3 a 35 mm de espesor

Características técnicas

Dimensiones

Módulo standard de 1200×600 mm, espesor de 3 a 35 mm

Peso

1500 gramos para paneles de 1200×600 mm.

Resistencia al fuego

Sin acabado: M1

Con acabado de la gama standard: M1

Con acabado determinado: según ensayo.

Resistencia a la humedad y al agua

Después de 120 h a 40/F°/f C y 98 HR:
Ninguna deformación debido a su propio peso.

Resistencia a la iluminación

Sin acabado: 5 a Xenotest

Con acabado standard: 5 a 6

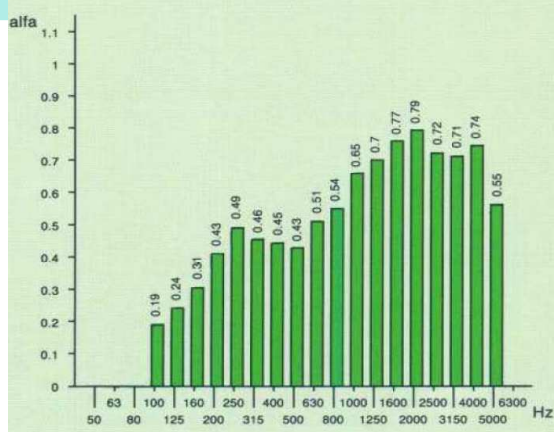
Con acabado determinado: según ensayo

Resistencia térmica

0.023 M2 K/W

Absorción paneles Ipawan

Medida del Laboratorio Gral. de Ensayos de la Generalitat





Sonaspray K-13



Material absorbente acústico proyectado, formado por guata de celulosa.

Características técnicas

Sonaspray K-13 estándar:

- Espesores normalizados:

20, 40 y 75 mm.

- Densidad: 60 Kg/m³.

- Conductividad térmica:

$\lambda=0.032$ W/m °C. según

ASTM-C-177.

- Clasificación al fuego: M1 según ASTM-E-119.

- Resistencia al fuego:

RF-30 para 40 mm.

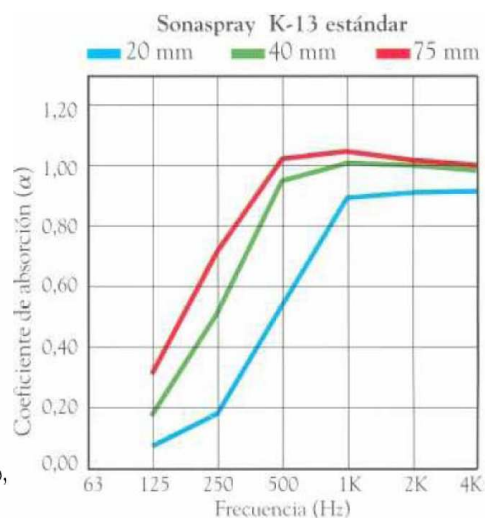
RF-60 para 75 mm.

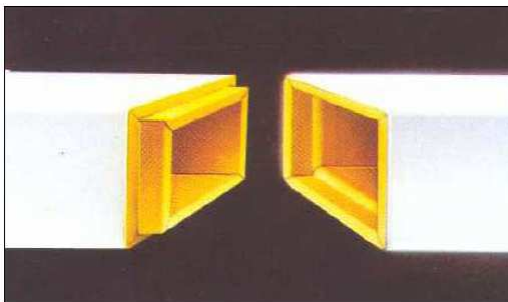
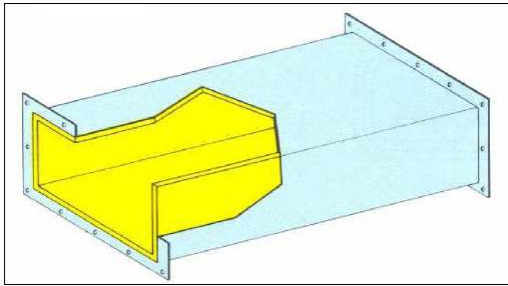
- Velocidad de la llama:

5 según ASTM-84.

- Colores normalizados:

Negro, gris, ceniza, blanco, beige y ocre.



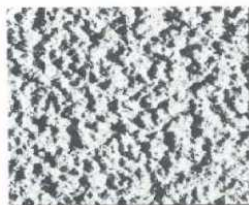
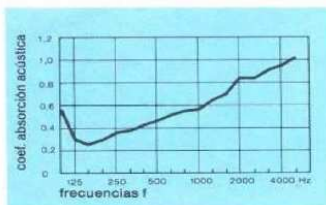


Atenuación acústica con materiales absorbentes, por el interior de los conductos de aire en general, aire acondicionado y calefacción



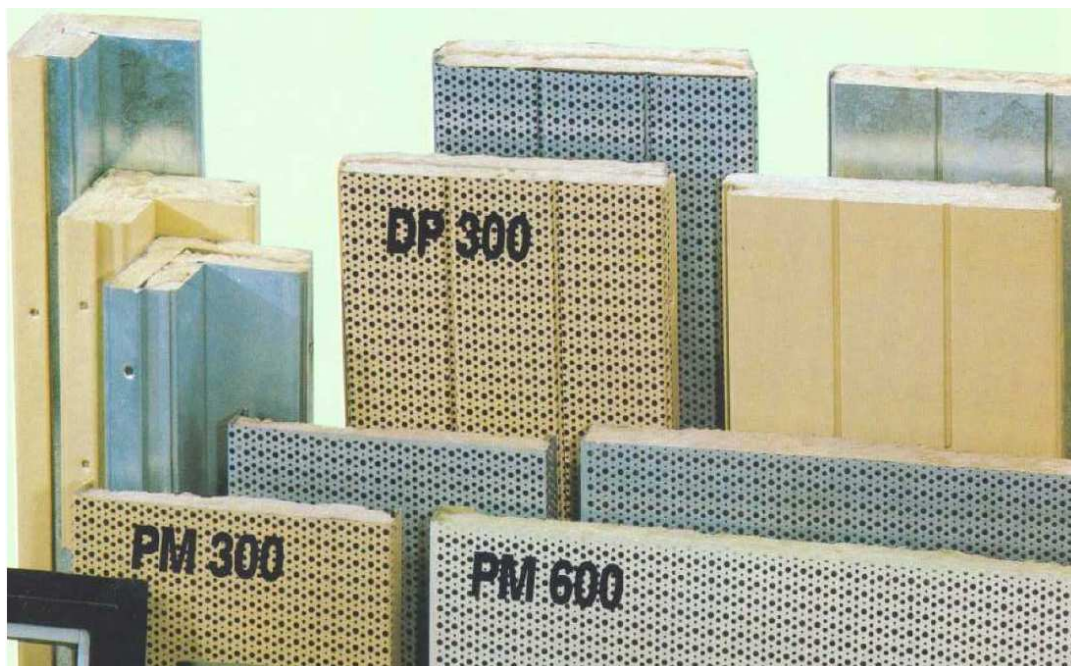
Techos acústicos SONEBEL

Fibra mineral comprimida, clasificados como incombustibles y no inflamables





7.2.3 MATERIALES ABSORBENTES TIPO HELMHOLZ.



Estudiados para absorber y aislar ruidos, los componentes ZEDPHONE han sido controlados por laboratorios homologados.

Sólido

por su concepción metálica y adaptable a la industria.

Éficaz

por el empleo de materiales insonorizados seleccionados para cada problema (plancha, masa flotante...).

Estético

por su aspecto galvanizado o prelacado.

Paneles de aislamiento de sonido: DP300

Cerramientos, tabiques, pantallas

Espesor = 66 mm

Anchura = 300 mm

Longitud = la que se pida

Panel de absorción de sonido: PM300

Para revestir muros y plafones

Espesor = 43 mm

Anchura = 300 mm

Longitud = la que se pida hasta 6000 mm

Panel de absorción de sonido: PM600

Para preparar muros y plafones

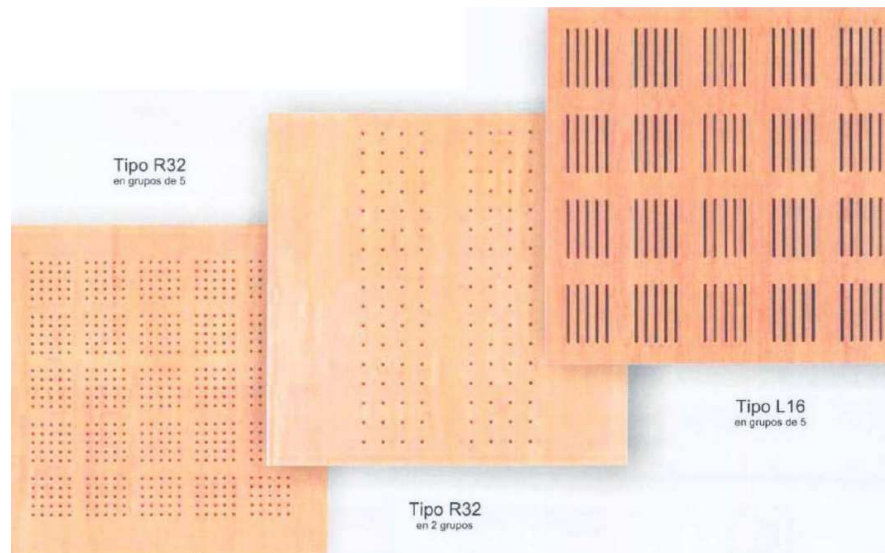
Espesor = 50 mm

Anchura = 600 mm

Longitud standard = 2400 mm

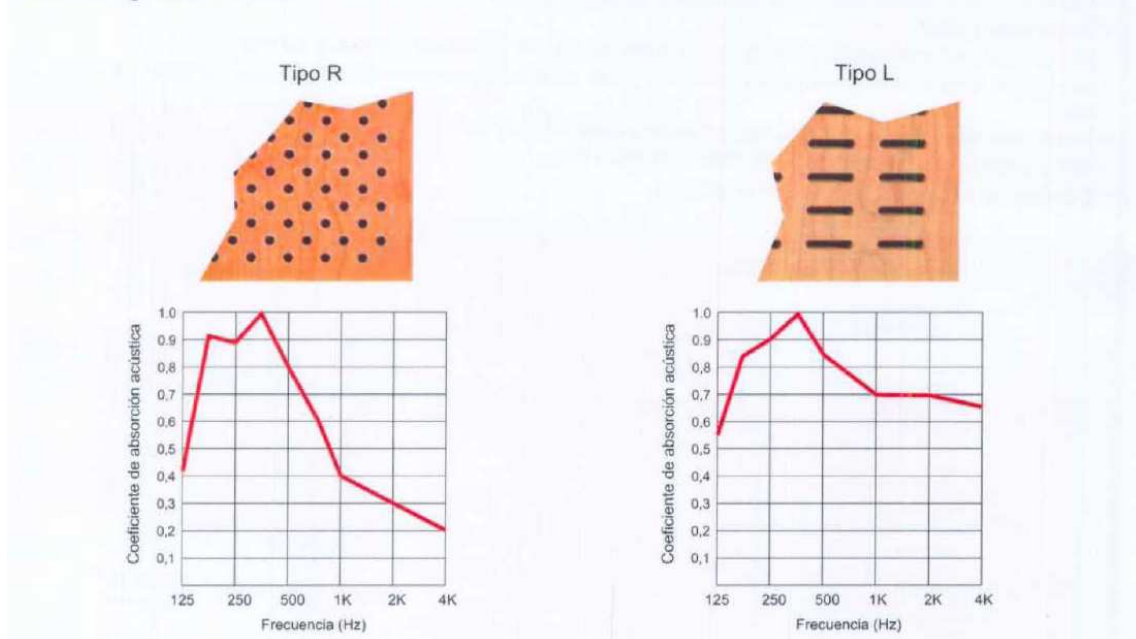


Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



ABSORCION ACUSTICA

Según la configuración de las perforaciones, se pueden obtener distintos rendimientos acústicos. Ver las gráficas siguientes para los Tipo R y Tipo L. Pruebas realizadas con cámara de aire de 60 mm. de espesor rellena por Acustifiber P-40 de 30 Kg/m³ de densidad.





ÓPTIMO CONFORT ACÚSTICO

Panel absorbente de revestimiento decorativo para techos y paredes. Se consiguen mejores coeficientes de absorción instalando absorbente Acustifiber P-40 en la cámara de aire interior.

VENTAJAS

- Acabado estético en madera.
- Niveles altos de absorción.
- Diferentes tipos de acabados.

RECOMENDADO PARA

Todo tipo de salas polivalentes, auditorios, despachos, salas de reunión, áreas comerciales, hoteles, teatros, discotecas, cines, restaurantes, locales públicos...

CARACTERÍSTICAS

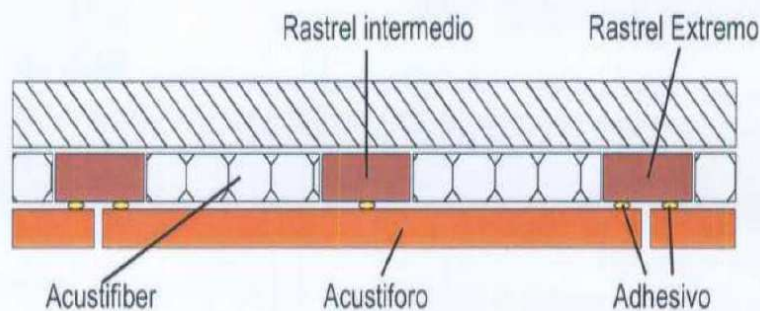
Dimensiones estándar: 595 x 595 mm., 1.195 x 595 y 1.195 x 295 mm.

- Disponible en medidas especiales según necesidades del cliente.
- Espesor: 10 mm. tablero estándar y 12 mm. para el tablero ignífugo.
- Madera base: DMF.
- Dos tipos de perforados estándar de 6 mm. de diámetro. Tipo R (Redonda) y Tipo L (Lágrima).
- Se pueden realizar configuraciones especiales, tanto en tipo, forma o tamaño de las perforaciones, siempre bajo pedido.
- Revestimiento en melamina: Arce, Haya, Cerezo y Peral.
- Rechapado de madera natural: Haya, Cerezo, Roble y Pino.
- Clasificación al fuego: Disponible en versión M1.

SISTEMA DE COLOCACIÓN

Techos: Utilizando el tradicional sistema de perfilera estándar, modulado a 600 x 600 ó 1.200 x 600 mm.

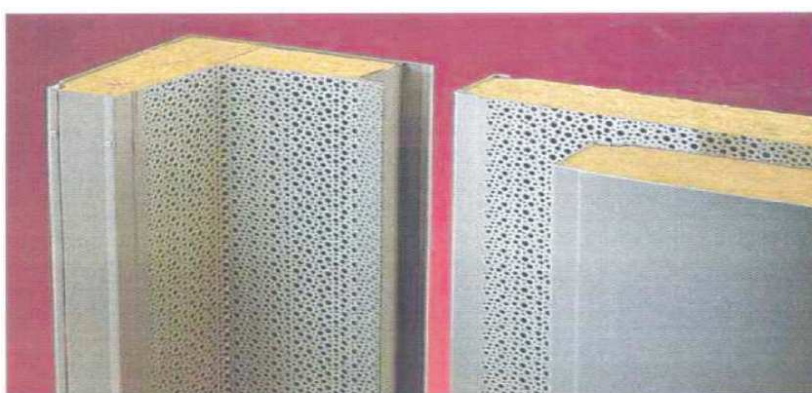
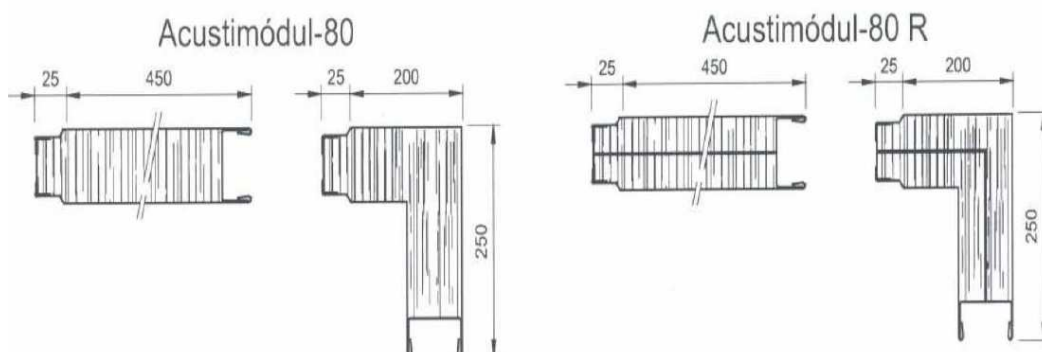
Paredes: Dos son los sistemas recomendados: encolado o mediante fijación oculta.





Acustimódul-80 Reforzado

El mismo panel Acustimódul-80 se puede construir en versión reforzado. Se trata de intercalar una chapa intermedia de 1,5 mm. De esta forma se puede obtener un aislamiento más elevado.



Características

Exterior: Chapa lisa prelacada de 1 mm.e.

Absorbente: Lana de roca de 70 Kg/m³.

Interior: Chapa multiperfora prelacada de 0.8 mm.e.

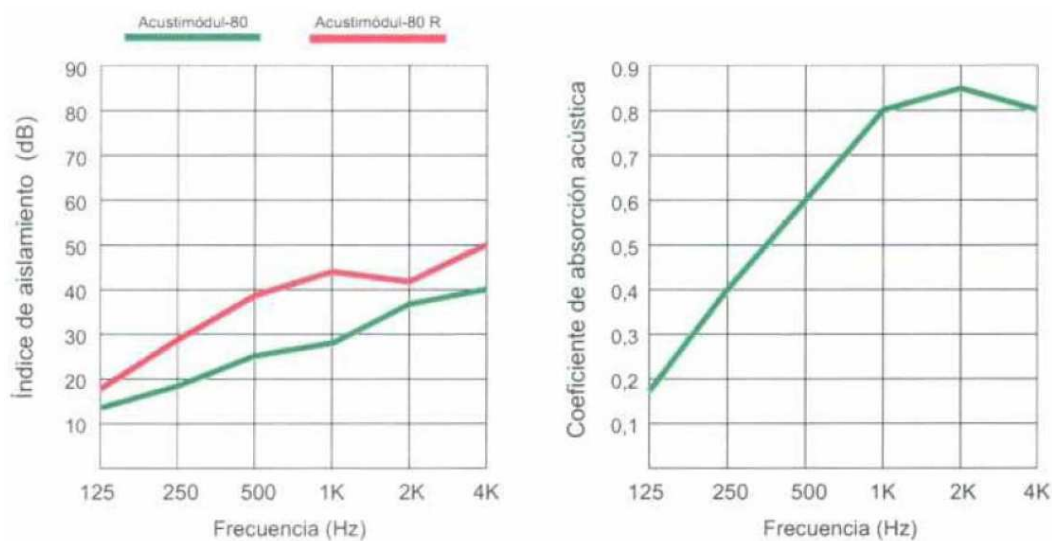
Resistencia a la corrosión salina: según ASTM D 2247 con 100% humedad relativa y 38 °C: 1500 horas.

Peso: 21 Kg/m².

Resistencia al fuego: M1 según norma UNE 23.727-90. Certificado nº 20013159 de LGAI.

Formato: Panel de 450 x 3.000 ó 4.000 mm.

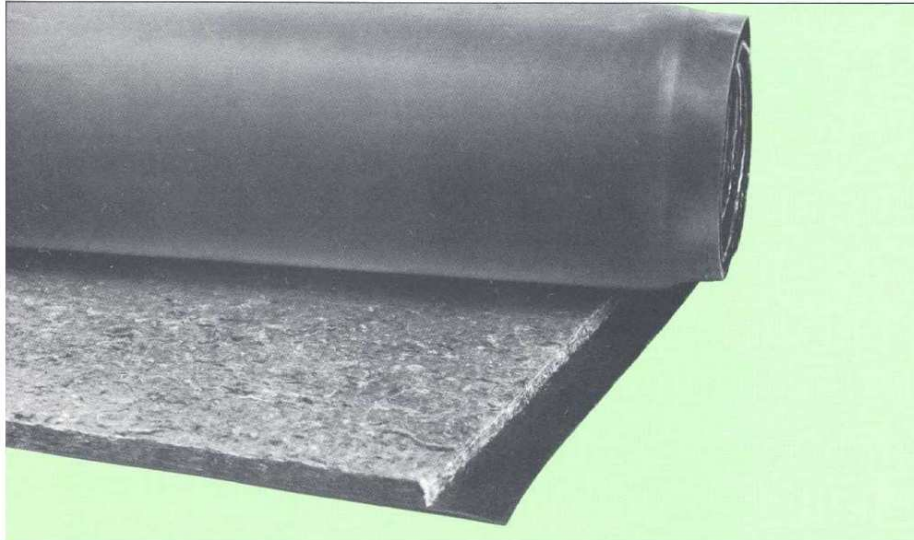
Presentación: Prelacado en color gris claro, similar al RAL 9002. Otros colores bajo consulta.



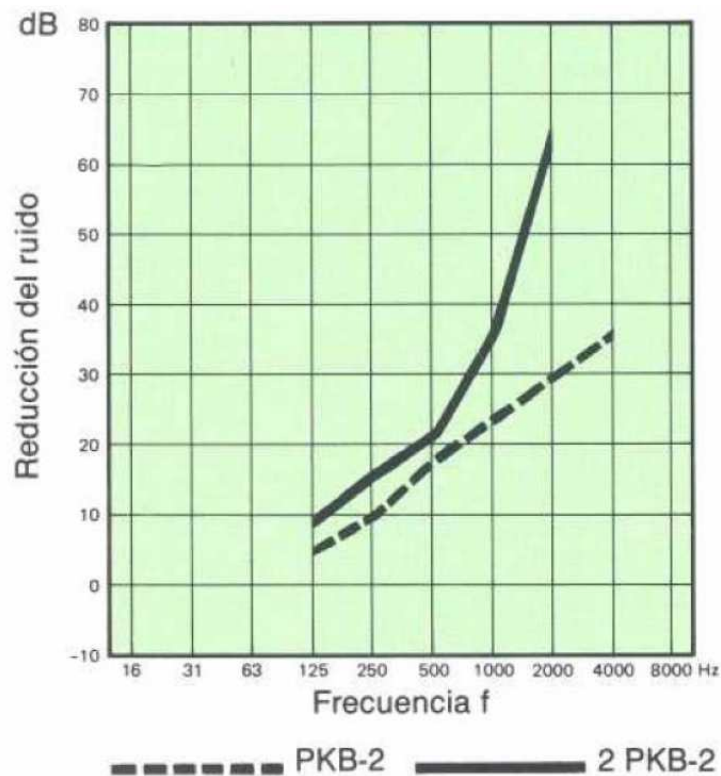


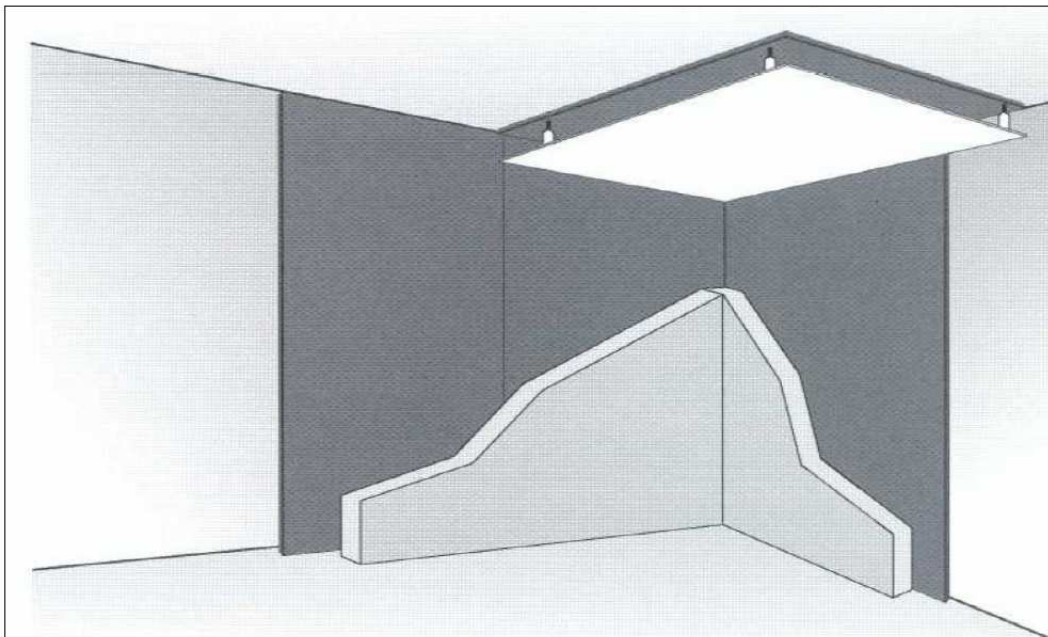
7.2.4 MATERIALES AISLANTES ACÚSTICOS.

Aislante acústico PKB2



Complejo aislante con una lámina base de material bituminoso flexible y pesado, conjuntamente con un estrato de material poroso a base de fibras textiles

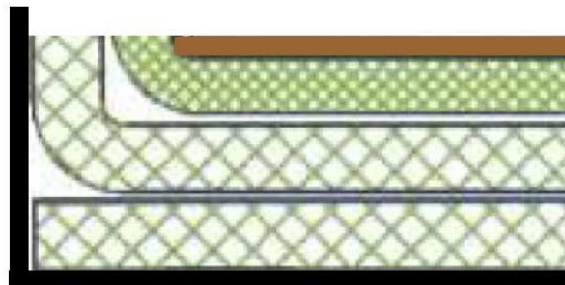




Aislante con comportamiento de pared doble. Buen aislante a ruido aéreo a medias y altas frecuencias.

Buen absorbente, para una capa, a partir de 500 Hz. Para varias capas, puede ser buen absorbente a partir de 125 Hz.

Amortiguación de vibraciones en función de la carga y el número de capas.



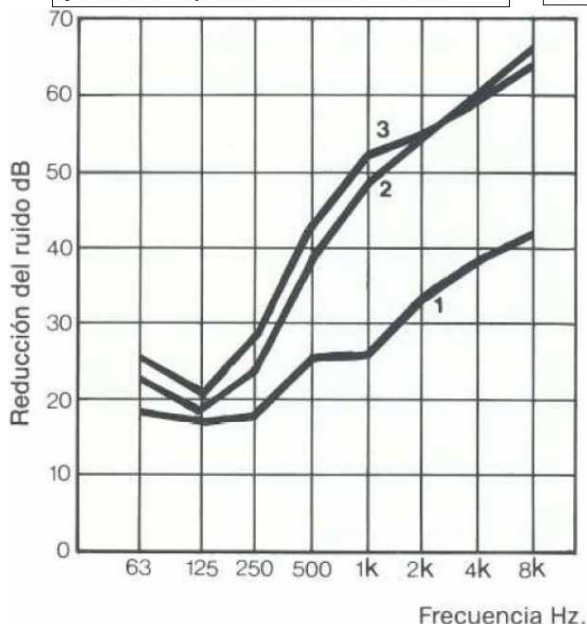
Para aislamiento contra los ruidos transmitidos por vía aérea, en locales y cerramientos.

Par forrado de tuberías y conductos de ventilación, cuando se quiere evitar el ruido emitido hacia su exterior.

Para suelos flotantes, instalándolo sobre dos capas de material amortiguante.



IPACELL, es un poliuretano expandido, flexible, de célula abierta, auto extingible y con una impresión alveolar en relieve



1. Soporte elástico

Espesor de 6 mm. de poliuretano expandido IPACELL adherido a la pared de la estructura. El IPACELL sirve de soporte elástico para la capa de plomo.

2. Lámina flotante

Capa de plomo comprendida entre los estratos alternados del IPACELL que sirve de barrera acústica e impide la transmisión de ruido. Existen versiones con una o dos láminas de plomo de 3 ó 5 Kg/m²; la atenuación sonora crece al aumentar el número de capas y de su peso.

3. Estrato absorbente

Lámina de IPACELL con elevadas características de absorción. Atenúa la capacidad de reflexión de las paredes con un espesor extremadamente reducido. Se dispone en espesores de 6-13-19-25 mm.

Curva 1:

Panel de BI-LAMINA suspendido elásticamente, contiene una lámina de plomo de 3 Kg/m². Están comprendidos los valores de la absorción debida al IPACELL.

Curva 2:

Panel de BI-LAMINA suspendido elásticamente, conteniendo dos capas de plomo de 3 Kg/m². Están comprendidos los valores de la absorción debida al IPACELL.

Curva 3:

Panel de BI-LAMINA encolado a una chapa de acero de 8 décimas, contiene una lámina de plomo de 3 Kg/m².



Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



ULTIMATE U MPN/ A / G / V 24-90

Marina.

DESCRIPCIÓN

Paneles de lana ULTIMATE de 24, 36, 48, 66, 90 kg/m³.

U: ULTIMATE. M: Marina. N: sin revestimiento /

A: revestimiento aluminio reforzado / G: revestimiento de tejido de vidrio de 120, 220 ó 420 gr/m² / V: revestimiento de velo de vidrio.

APLICACIÓN

Aislamiento térmico-acústico y protección frente al fuego.

Fácil instalación.

PROPIEDADES TÉCNICAS

Características	Valor
	T [°C]
	0 10 50 100 150 200 250 300
Conductividad térmica W/(m · K) (EN 12667)	U MPN/A/ V/G 24
	0,032 0,033 0,039 0,048 0,062 0,077 0,095 0,118
	U MPN/A/ V/G 36
	0,031 0,032 0,038 0,047 0,057 0,070 0,084 0,099
	U MPN/A/ V/G 48
	0,029 0,031 0,036 0,044 0,053 0,063 0,074 0,085
	U MPN/A/ V/G 66
Reacción al fuego	U MPN/A/ V/G 66
	0,029 0,030 0,035 0,042 0,050 0,058 0,067 0,078
	U MPN/A/ V/G 80
	0,029 0,030 0,034 0,040 0,047 0,055 0,063 0,073
Comportamiento térmico	U MPN/A/ V/G 90
	0,029 0,030 0,033 0,040 0,046 0,053 0,060 0,070
	U MPN/A/ V/G 100
Reacción al fuego	U MPN/A/ V/G 100
	0,029 0,030 0,033 0,040 0,045 0,051 0,058 0,068
	No combustible. Resolución IMO A.799. EC Type Examine Certificate Nr. ULTIMATE U MPN 20-100 114.477. ULTIMATE U MPA 20-100 114.483. ULTIMATE U MPG 20-90 114.480. ULTIMATE U MPV 20-90 114.484. ULTIMATE U MPN 90 (floating floor) 100,185.
	U MPN 40-100: Temperatura Máxima de empleo 650 °C (Cara Interior). U MPN 25-30: Temperatura Máxima de empleo 600 °C (Cara Interior). ULTIMATE U MPN/A/V/G El espesor del panel de aislamiento tiene que garantizar una temperatura en la capa exterior < 100 °C. A partir de 150 °C el aglomerante puede empezar a volatilizarse.

Características	Valor
Resistencia al flujo del aire	kPa · s/m ² U MFN/A/V/G 20-24: > 5 U MFN/A/V/G 25-39: > 5 U MPN/A/V/G 40-59: > 5 U MFN/A/V/G 60-79: > 5 U MFN/A/V/G 80-100: > 5
Densidad nominal	kg/m ³ Entre 20 y 95-(102)
Revestimiento	U MPA 20-90: aluminio reforzado. U MPV 20-90: velo negro de fibra de vidrio. U MPG 20-90: tejido de fibra de vidrio (120-220-420 g/m ²).
Campos de aplicación	Aislamiento térmico-acústico y protección contra el fuego en construcción naval.

Espesor (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)
20-120 mm en función de la densidad (consultar tabla precios-logística)	En función del espesor (consultar tabla precios-logística)	600 (625 para paneles con tejido de vidrio U MPG).

CERTIFICADOS Y UTILIZACIÓN



Información referente a almacenamiento, transporte e instalación, consultar: www.isover.net/utilizacion



www.isover.net
+34 901 33 22 11
isover.es@saint-gobain.com

ISOVER
SAINT-GOBAIN

Construimos tu Futuro



Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



ACOUSTISHED

Acondicionamiento Acústico. Grandes superficies y locales industriales.

DESCRIPCIÓN

Panel rígido autoportante de grandes dimensiones, en lana de roca con fuerte absorción acústica, revestido de un velo decorativo sobre la cara vista y reforzado por un velo de vidrio neutro sobre la cara oculta. Su proceso de fabricación le garantiza un perfecto comportamiento mecánico en el tiempo.

APLICACIÓN

Locales industriales y comerciales.

DIMENSIONES

Instalación en techos:

Esesor (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)
50	1500	1000
80	1500	1000

Instalación entre vigas:

Esesor (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)
50	1310/1370/1985	990
80	1310/1370/1985	990

REACCIÓN AL FUEGO

Euroclase A1 (blancos).

Euroclase A2-s1, d0 (para los colores).

RESISTENCIA A LA HUMEDAD

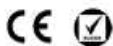
El Acoustished® es un 100% estable cualquiera que sea el grado de higrometría. CRIR.

RESISTENCIA TÉRMICA

Por naturaleza, la lana de roca es un excelente aislante térmico. El techo registrable Acoustished® contribuye al ahorro de energía disminuyendo el volumen calentado. Constituye también un excelente apoyo al aislante térmico.

Esesor (mm)	Resistencia térmica (R_t) ($m^2 \cdot K/W$)
50	1,43
80	2,29

CERTIFICADOS Y UTILIZACIÓN



Información referente a almacenamiento, transporte e instalación, consultar: www.isoover.net/utilizacion

www.isoover.net
+34 901 33 22 11
isoover.es@saint-gobain.com

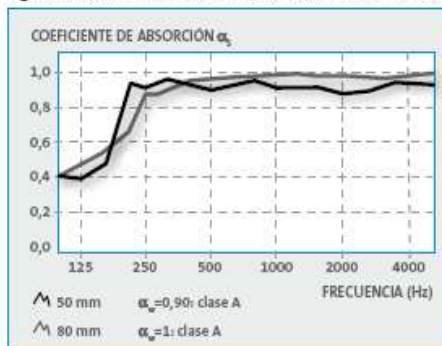
GAMA

Blanco 06	Natural 01	Rubi A1	Zafiro A2	Turquesa A3	Oro A4
Ámbar A5	Malaquita A6	Azul Noche A7	Negro G2	Gris G1	Magnolia G3
Menta G4	Pervinca G5	Jazmín G6	Orquídea G7	Peonía G8	

ABSORCIÓN ACÚSTICA

Los paneles Acoustished® consiguen excelentes resultados acústicos. Disminuyen el nivel sonoro y ayudan a alcanzar el confort acústico en todo tipo de locales de los sectores Industrial y comercial.

Aportan una solución eficaz a las exigencias reglamentarias en vigor (nivel sonoro inferior a 85 dB (a)) en los locales industriales.



ISOVER
SAINT-GOBAIN

Construimos tu Futuro



Ipagrec B (básico)

Este producto es ideal para aplicarlo mediante cola de contacto.

Características técnicas

Formato: 1.200x1.300 mm de longitud.

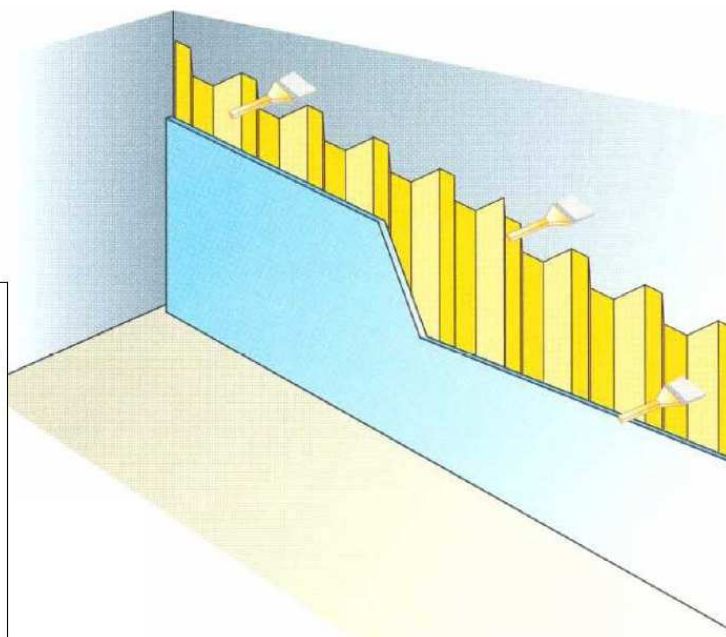
Densidad: 180 Kg./m³

Resistencia a la iluminación: 5 a Xenotest.

Resistencia térmica:

0,023 Kcal/h.m °C

Resistencia al fuego: M1



Placas autoportantes de fibra de vidrio, para suelos, mamparos y techos flotantes.

Admite grandes pesos.

Gran aislamiento acústico y térmico

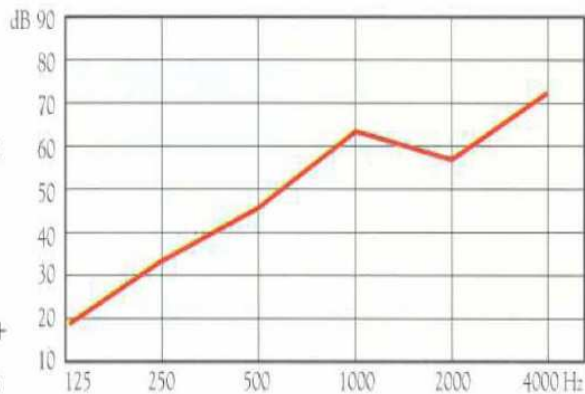


Tabique formado por placa de cartón yeso de 15 mm, 1 Ipagrec y placa de cartón yeso de 15 mm

Gráfica de aislamiento acústico.

Cartón yeso de 15 mm + 1 Ipagrec + Cartón yeso de 15 mm

Aislamiento al ruido aéreo calculado 41 dBA

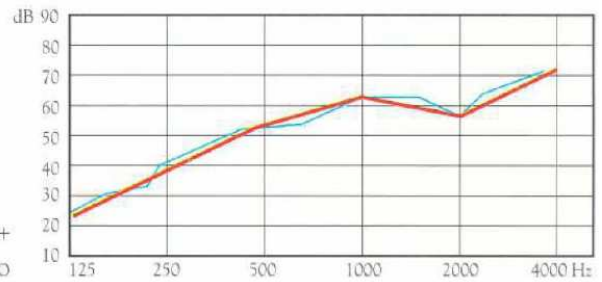


f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
R (dB)	17	31	46	62	57	71



Tabique formado por placa de cartón yeso de 15 mm, 2 Ipagrec y placa de cartón yeso de 15 mm
Gráfica de aislamiento acústico.
Cartón yeso de 15 mm + 2 Ipagrec + Cartón yeso de 15 mm

Aislamiento al ruido aéreo 46 dBA
Ensayos realizados por el L.G.A.I.



Calculado						
f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
R (dB)	25	38	51	62	57	71
Experimental						
f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
R (dB)	25	37	51	62	57	71



7.2.5 MATERIALES AISLANTES. PANELES TIPO SANDWICH.



MATERIAL - Lana mineral 150 kg/m³
REVESTIMIENTO - Bandeja de chapa de acero de 3 mm.
LONGITUD - 2.000 mm.
ANCHURA - 500 mm.
ESPESOR - 53 y 78 mm.

MATERIAL - Mineral wool 150 kg/m³
COVERING - Steel plate tray of 3 mm.
LENGTH - 2,000 mm.
WIDTH - 500 mm.
THICKNESS - 53 and 78 mm.

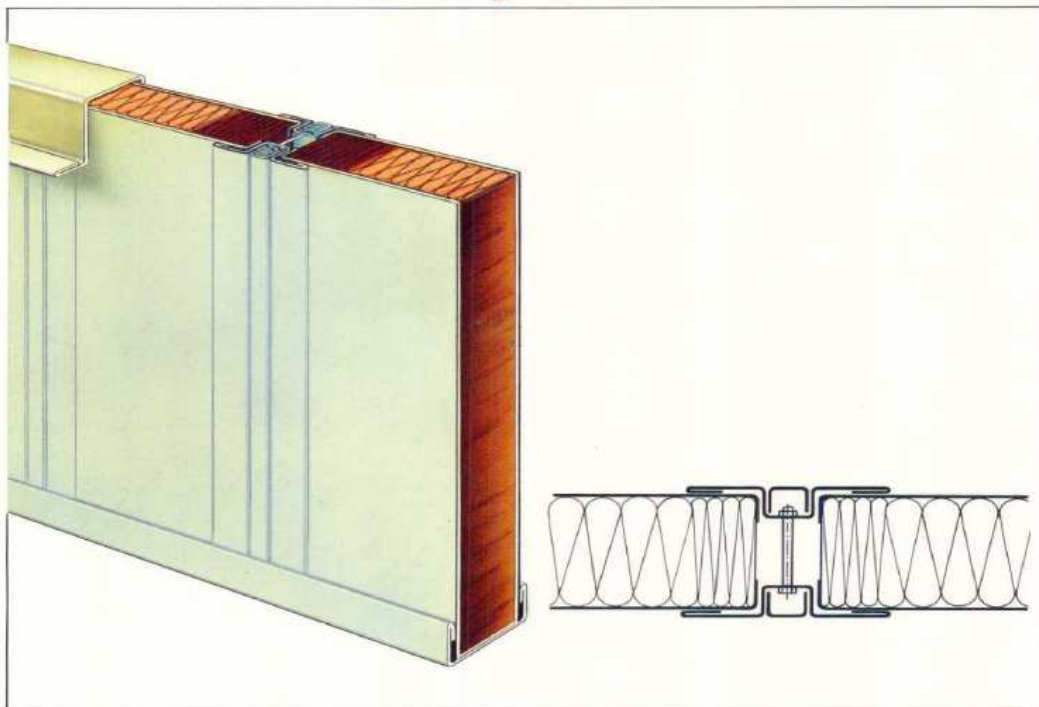
ESPESOR	THICKNESS	53 mm. ± 5 mm.	78 mm. ± 5 mm.
CLASIFICACION FUEGO	FIRE-CLASS	A30	A60
PESO	WEIGHT	30,50 kg/m ²	33,5 kg/m ²





Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido

MAMPAROS PANELS ISONELL "A"



CLASIFICACION		"B15"	
MATERIAL	Lana mineral 170 kg/m³	MATERIAL	Mineral wool 170 kg/m³
SOPORTE	Chapa acero galv. 0,7	BASE	Galv. steel sheet 0,7
REVESTIMIENTO	PVC 150 micras	COATING	PVC 150 micras
LONGITUD	De 2.000 a 3.000 mm.	LENGTH	From 2,000 to 3,000 mm.
ANCHURA	600 mm. y 1.000 mm.	WIDTH	600 mm. and 1,000 mm.
PERFILERIA	Vista	PROFILE	Visible

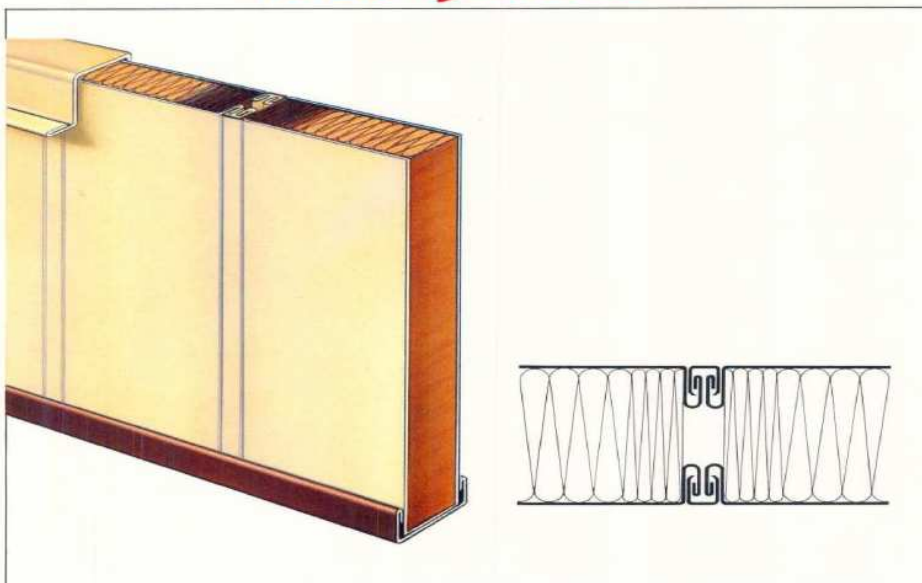
ESPESORES		THICKNESS		
THERMAL CONDUCTANCE		25 mm.	40 mm.	50 mm.
AISLAMIENTO TERMICO		1,25 W/m² °C	0,93 W/m² °C	0,75 W/m² °C
		1 Kcal/m² h °C	0,74 Kcal/m² h °C	0,6 Kcal/m² h °C
SOUND ISOLATION IN LABORATORY		Weight		
AISLAMIENTO ACUSTICO EN LABORATORIO		29 dBA	33 dBA	36 dBA
Peso		16 kg/m²	18 kg/m²	20 kg/m²





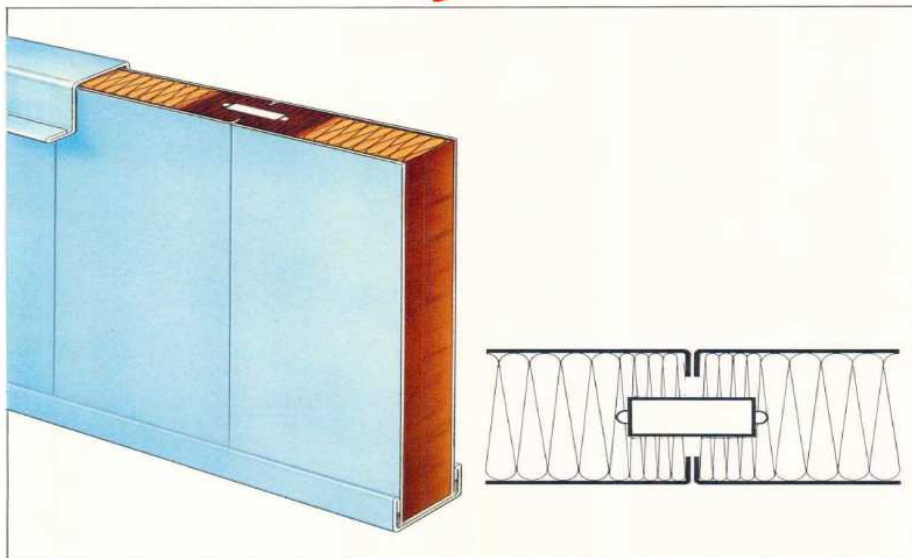
Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido

MAMPAROS PANELS ISONELL "B"

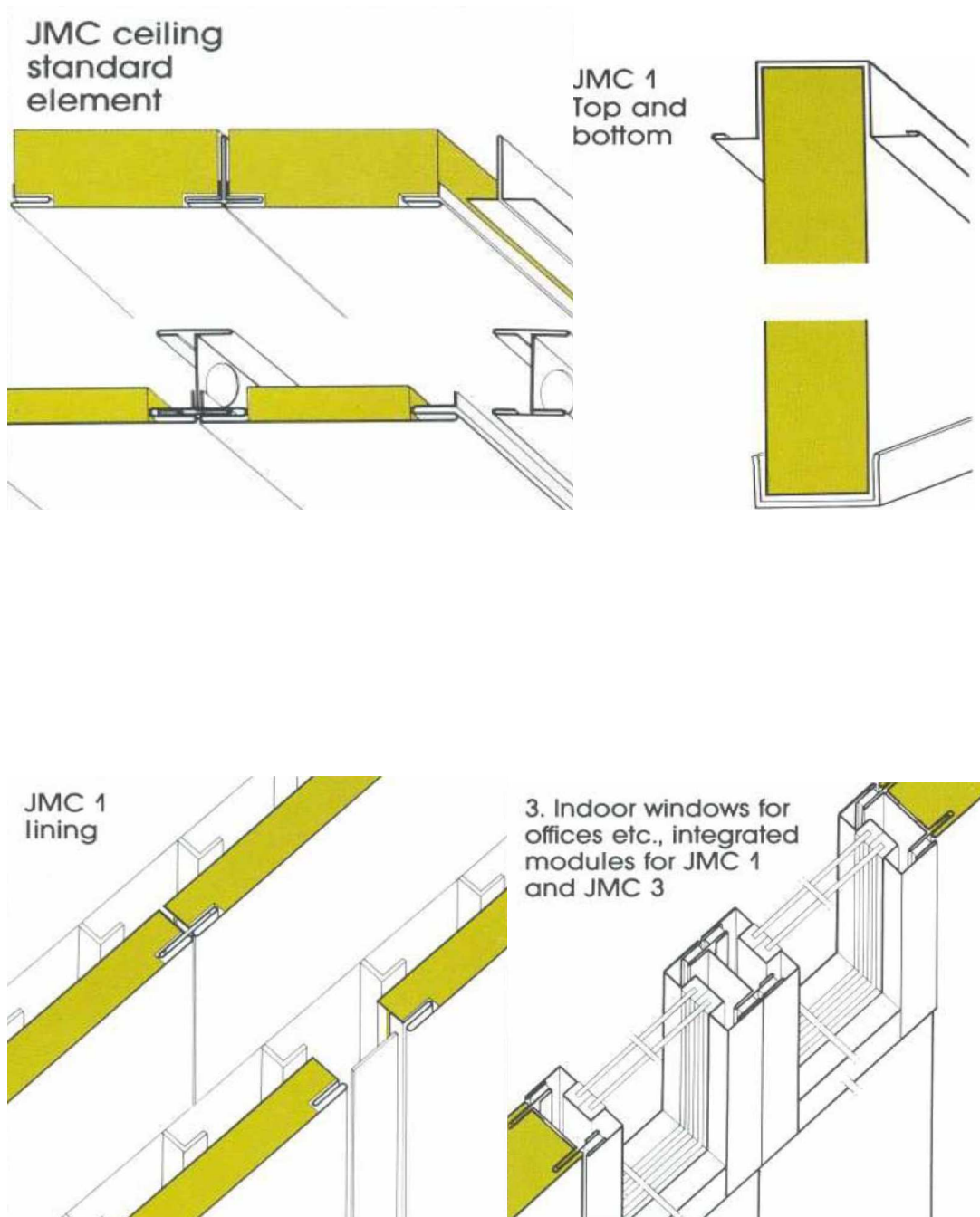


CLASIFICACION		FIRE CLASS		"B15"	
MATERIAL	Lana mineral 170 kg/m ³	MATERIAL	Mineral wool 170 kg/m ³		
SOPORTE	Chapa acero galv. 0,7	BASE	Galv. steel sheet 0,7		
REVESTIMIENTO	PVC 150 micras	COATING	PVC 150 micras		
LONGITUD	De 2.000 a 3.000 mm.	LENGTH	From 2,000 to 3,000 mm.		
ANCHURA	600 mm. y 1.000 mm.	WIDTH	600 mm. and 1,000 mm.		
PERFILERIA	Semi-vista	PROFILE	Semi-visible		
ESPESOSES		THICKNESS		25 mm.	
AISLAMIENTO TERMICO		THERMAL CONDUCTANCE		40 mm.	
		1,25 W/m ² °C 1 Kcal/m ² h°C		50 mm.	
AISLAMIENTO ACUSTICO EN LABORATORIO		SOUND ISOLATION IN LABORATORY		0,93 W/m ² °C 0,74 Kcal/m ² h°C	
Peso		Weight		0,75 W/m ² °C 0,6 Kcal/m ² h°C	
		29 dBA		36 dBA	
		16 kg/m ²		20 kg/m ²	
		33 dBA			
		18 kg/m ²			

MAMPAROS PANELS ISONELL "C"

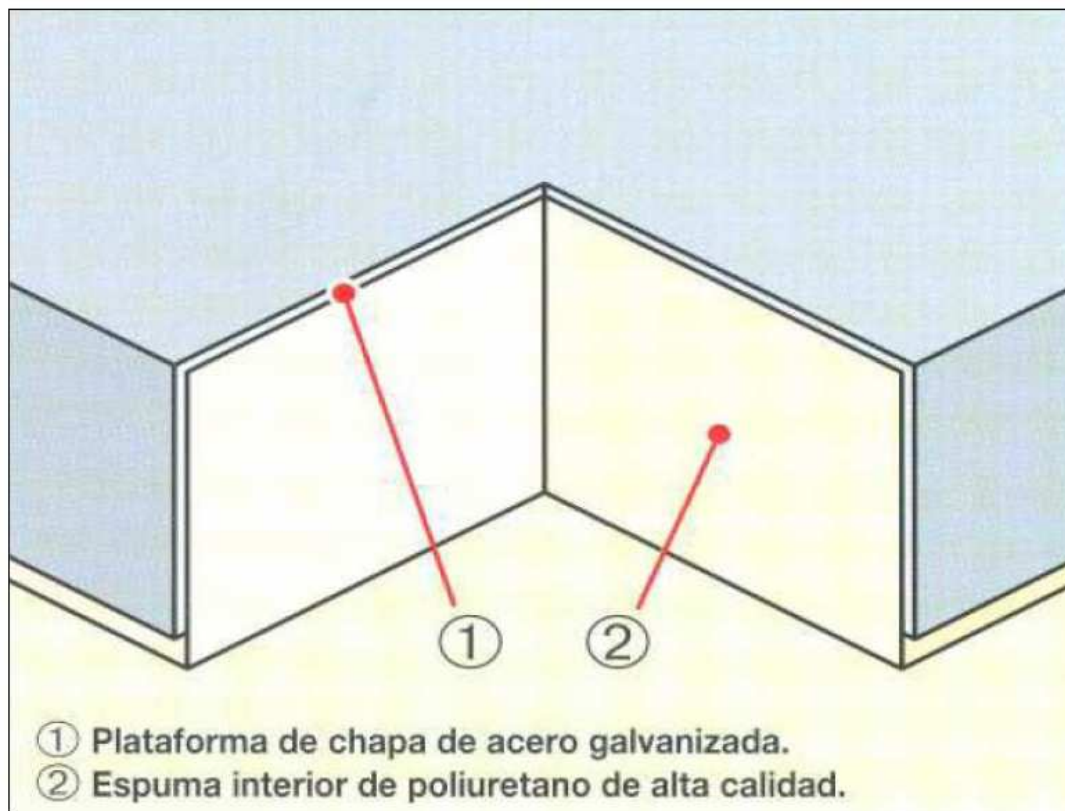


CLASIFICACION	"B15"	FIRE CLASS			"B15"
MATERIAL	Lana mineral 170 kg/m ³	MATERIAL	Mineral wool 170 kg/m ³		
SOPORTE	Chapa acero galv. 0,7	BASE	Galv. steel sheet 0,7		
REVESTIMIENTO	PVC 150 micras	COATING	PVC 150 micras		
LONGITUD	De 2.000 a 3.000 mm.	LENGTH	From 2,000 to 3,000 mm.		
ANCHURA	600 mm. y 1.000 mm.	WIDTH	600 mm. and 1,000 mm.		
PERFILERIA	Ocultas	PROFILE	Concealed		
ESPESORES	THICKNESS	25 mm.	40 mm.	50 mm.	
AISLAMIENTO TERMICO	THERMAL CONDUCTANCE	1,25 W/m ² °C 1 Kcal/m ² h°C	0,93 W/m ² °C 0,74 Kcal/m ² h°C	0,75 W/m ² °C 0,6 Kcal/m ² h°C	
AISLAMIENTO ACUSTICO EN LABORATORIO	SOUND ISOLATION IN LABORATORY	29 dBA	33 dBA	36 dBA	
Peso	Weight	16 kg/m ²	18 kg/m ²	20 kg/m ²	





7.2.6 MATERIALES ANTIVIBRATORIOS.



BASES ANTIVIBRATORIAS ROTHAPAC de Roth, para calderas, compresores y grupos de aire acondicionado



- ▶ **Resistencia puntual de carga** de aprox. 70 kp/cm².
- ▶ **Resistencia al calor** hasta 110°C.
- ▶ **Reducción del nivel de ruido** en 10 dB(A).

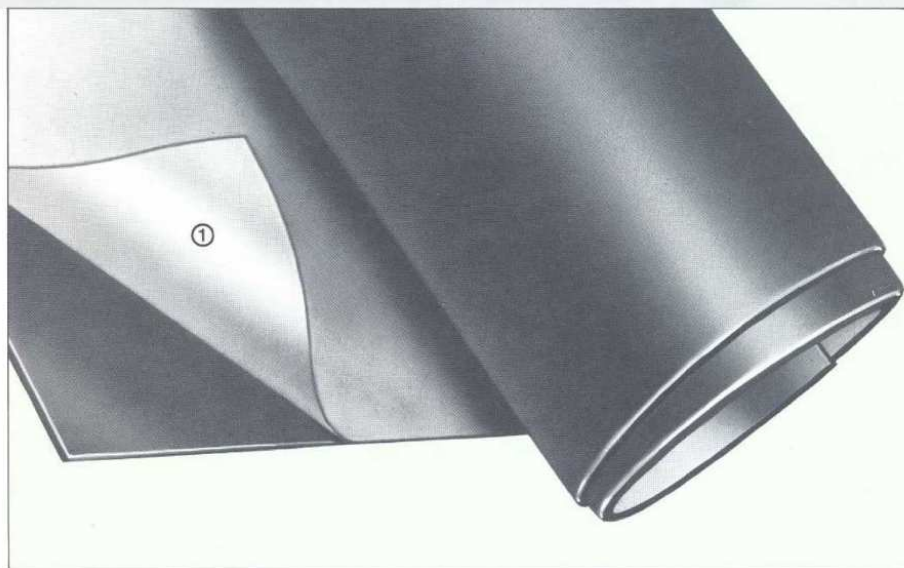
MODELOS Y DIMENSIONES

Modelo	Dimensiones	Peso
A	600 × 650 × 80 mm	5,9 kg
B	700 × 850 × 80 mm	8,6 kg
C	1300 × 850 × 80 mm	16,7 kg
D	1000 × 650 × 80 mm	9,0 kg
E	1500 × 950 × 80 mm	22,8 kg

BASES ANTIVIBRATORIAS ROTHAPAC de Roth, para calderas, compresores y grupos de aire acondicionado



Lámina amortiguante LA-5[®]



Versión autoadhesiva 1) Adhesivo

Alto grado de amortiguamiento de las vibraciones en espesores de pared que no superen los 2 mm para el acero y 5 mm para el aluminio y la frecuencia excitadora esté próxima a la de resonancia (paredes vibrantes, carrocerías, carcasas de máquinas....)

Ipafund-GP2[®]



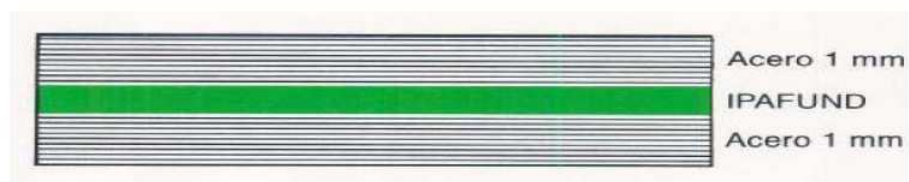
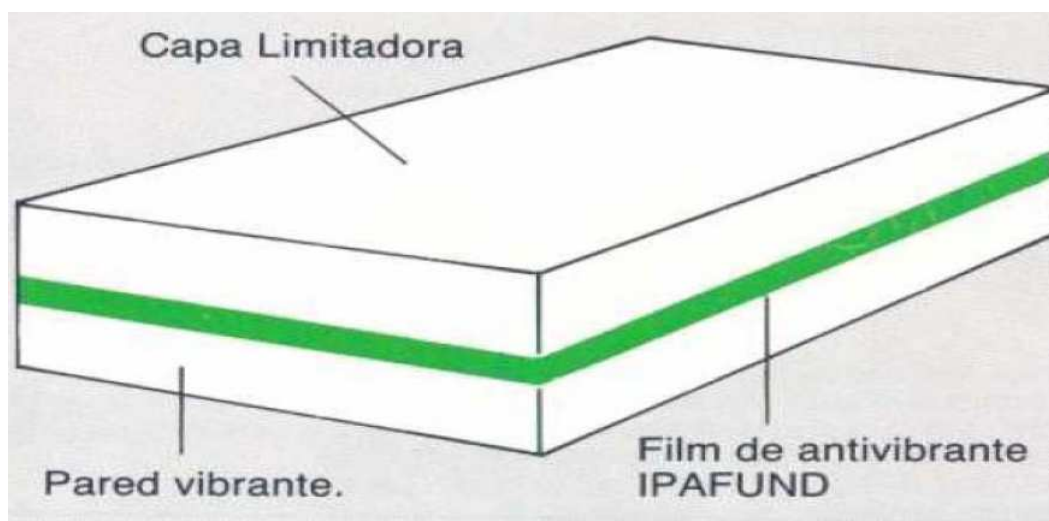
Alto grado de amortiguamiento de las vibraciones en espesores de pared que no superen los 2 mm para el acero y 5 mm para el aluminio y la frecuencia excitadora esté próxima a la de resonancia (paredes vibrantes, carrocerías, carcasas de máquinas....)



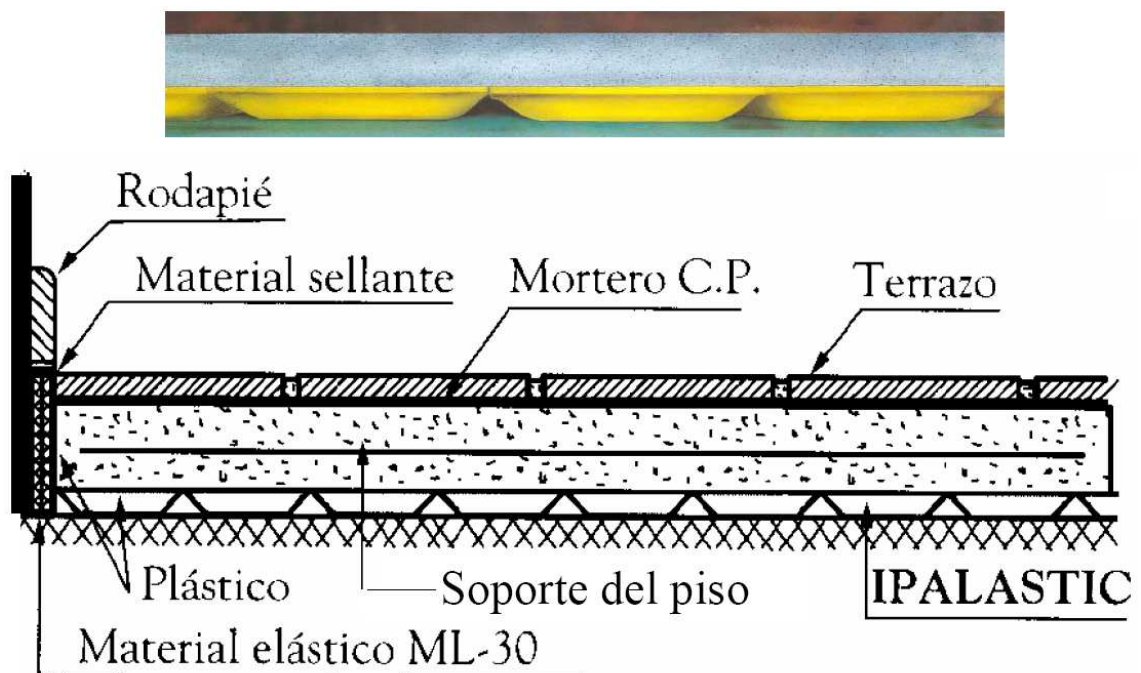
Ipafund[®]



Material viscoelástico para amortiguación de chapas de hasta 2 mm, evitando la rigidización estructural, que resulta más costosa


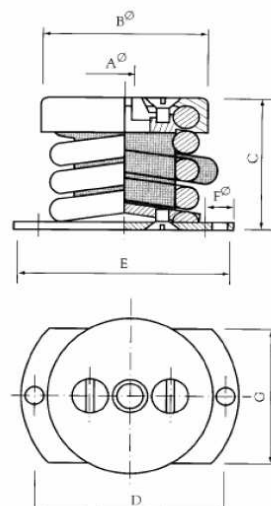


Material viscoelástico para amortiguación de chapas de hasta 2 mm, evitando la rigidización estructural, que resulta más costosa



Panel de lana de vidrio moldeada para la construcción de suelos flotantes (IPALASTIC de Acústica Integral, S. L.)

Modelos	Modelos	Carga en Kg. Mínima	Carga en Kg. Máxima	A	B	C	D	E	F	G
AS-701-S	AS-701-W	5,5	14	M6	44	44,5	50	60	6	40
AS-702-S	AS-702-W	14	33	M6	44	44,5	50	60	6	40

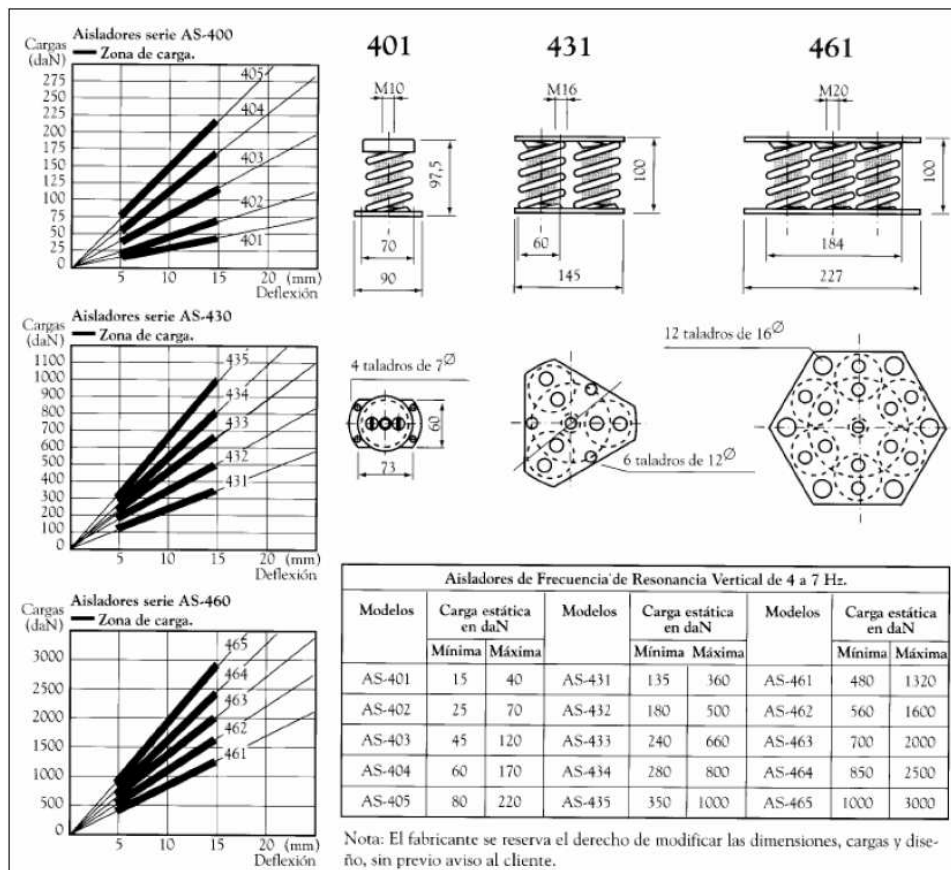



Nota: El fabricante se reserva el derecho de modificar las dimensiones, cargas y diseño, sin previo aviso al cliente.

Antivibratorios totalmente metálicos, de baja frecuencia, para trabajo a compresión con máquinas superiores a 900 rpm (motores, compresores, unidades de refrigeración, ventilación, bombas).



Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



Antivibratorios totalmente metálicos

Descripción

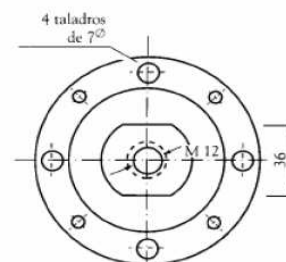
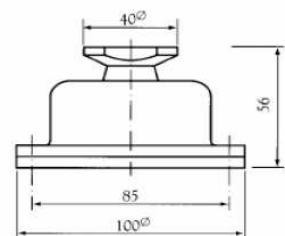
Elevada capacidad de carga.
Frecuencia de resonancia para amplitudes de excitación máxima de $\pm 0,5$ m.m.
La forma de los elementos elásticos permite esfuerzos laterales importantes hasta 1 g.
Posición de trabajo indistintamente a compresión o tracción.



Carcasa y eje, fabricados en acero.
Elemento elástico en hilo de acero. Cr Ni: 18/8.

Amortiguador de Frecuencia de Resonancia Vertical de 15 a 20 Hz:

Modelo	Carga estática en daN		Esfuerzos dinámicos (máximos) en daN
	Mínima	Máxima	
AMP-1	40	300	Compresión 900 Tracción 900



Nota: El fabricante se reserva el derecho de modificar las dimensiones, cargas y diseño, sin previo aviso al cliente.

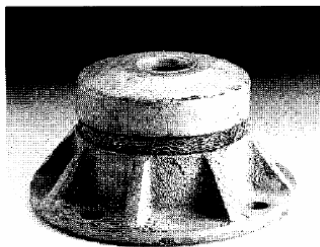
Antivibratorios totalmente metálicos, de baja frecuencia, para trabajo a compresión y tracción, permitiendo esfuerzos laterales



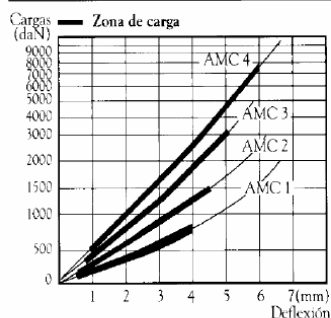
Amortiguadores totalmente metálicos. Serie AMC

Descripción

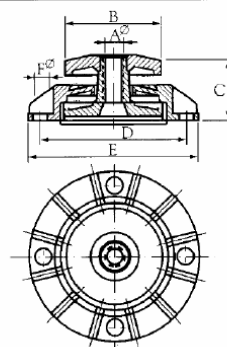
- Elevada capacidad de carga.
- Frecuencia de resonancia para amplitudes de excitación máxima de $\pm 0,3$ mm.
- Posición de trabajo a compresión o tracción.
- Carcasa y eje en fundición de acero.
- Elemento elástico en hilo de acero Cr. Ni. 18/8.
- Protección en pintura color oro.



Amortiguadores de Frecuencia de Resonancia Vertical de 15 a 20 Hz.		Carga estática en daB		Esfuerzos dinámicos (máximos) en daB	Dimensiones					
Modelos		Mínima	Máxima		A [°]	B	C	D	E	F [°]
AMC 1		50	800	Compresión: 4000 Tracción: 2000	M16	70	60	92	109	8
AMC 2		100	1500	Compresión: 6000 Tracción: 3000	M16	93	73	139	165	13
AMC 3		200	3000	Compresión: 10000 Tracción: 5000	M20	125	90	190	220	15
AMC 4		500	8000	Compresión: 30000 Tracción: 15000	M27	175	105	250	209	17



El fabricante se reserva el derecho de modificar las dimensiones, cargas y diseño, sin previo aviso al cliente.









Antivibratorios totalmente metálicos, elevada capacidad de carga, para posición de trabajo a compresión y tracción.









Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido

GUÍA DE SELECCIÓN DE SOPORTES

CARGA AXIAL	CARGA COMPRESION-TRACCIÓN Y RADIAL	CARGA COMPRESION Y RADIAL	CARGA COMPRESION-TRACCIÓN Y RADIAL	CARGA TRACCIÓN	CARGA MULTIAXIAL	Familias de soportes
VR-126	VIH-6000 VIH-6100	VIB-4096 VIB-1114/5/6 VIB-1134/5/6 VIB-1209 VIB-2096 VIB-3096	MV-7000 MV-7001 7002 914	VE101 VE111 VE112 VE113	VIBCABLE	←
						Carga estática nominal en daN
Frecuencia propia = 5 a 7 Hz	Frecuencia propia = 12 a 18 Hz	Frecuencia propia = 1,8 a 9 Hz	Frecuencia propia = 6 a 25 Hz	Frecuencia propia = 3,5 a 6 Hz	Frecuencia propia = 6 a 15 Hz	5 10 20 30 50 70 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1 000 2 000 3 000 4 000 5 000 6 000 7 000 8 000 15 000 140 000 280 000

Nota : Las frecuencias propias vienen dadas en axial

	CARGA AXIAL A COMPRESION		CARGA AXIAL & RADIAL + TRACCIÓN			
Familias de soportes	Cojines metálicos	V43/44/45/46 PDM-1000 PDM-2000 V120 & V125	V118-MG V318 VIH-5023 VIH-5025	V164 V168	V402MG	V-5651/11 V-5652/11 V-5653/11 V-5654
→						
APLICACIONES						
ARMARIOS ELÉCTRICOS						
ASCENSORES						
MOLINOS						
CLIMATIZADORES						
CRIBAS						
GRUPOS ELECTRÓGENOS						
MÁQUINAS-HERRAMIENTA						
MATERIAL EMBARCADO						
MATERIAL LABORATORIO						
MOTORES TÉRMICOS						
COMPRESORES						
BOMBAS						
REDUCTORES						
VENTILADORES						
OBRAS, INGENIERÍA CIVIL						
TECHOS						
PUENTES MÓVILES						
FRENSAS, CIZALLAS						
MESAS VIBRATORIAS						
TRANSFORMADORES						
TOLVAS						
TUBERÍAS						

Para instalación móvil : V118, V318, V402, V5651 ó 5652, VIH-6000 ó 6100, 7002, VIBCABLE.



Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido

CARGA AXIAL	CARGA AXIAL	CARGA COMPRESION TRACCION Y RADIAL	CARGA COMPRESION Y RADIAL	CARGA COMPRESION TRACCION Y RADIAL	CARGA TRACCION	CARGA MULTAXIAL	
VIN-303/04 VIN-305/6/8 VIN-403/4 VIN-405/6 VIB-503/*	VR-126	VIH-6000 VIH-6100 VIB2096 VIB3096 VIB4096	VIB1114/5/6 VIB1134/5/6 VIB1209	MV-7000 MV-7001 7002 914	VE101 VE111 VE112 VE113	VIBCABLE	Familias de soportes ←
							APLICACIONES
							ARMARIOS ELÉCTRICOS
							ASCENSORES
							MOLINOS
							CLIMATIZADORES
							CRIBAS
							GRUPOS ELECTROGENOS
							MÁQUINAS-HERRAMIENTA
							MATERIAL EMBARCADO
							MATERIAL LABORATORIO
							MOTORES TÉRMICOS
							COMPRESORES
							BOMBAS
							REDUCTORES
							VENTILADORES
							OBRAS INGENIERÍA CIVIL
							TECHOS
							FUENTES MÓVILES
							PRENSAS, CIZALLAS
							MESAS VIBRATORIAS
							TRANSFORMADORES
							TOLVAS
							TUBERÍAS



VIB-5790/2096/3096/4096/5096

GRANDES CARGAS
“Suspension Edificios”



Frecuencia propia: 3,5 a 5 Hz

DESCRIPCIÓN

Serie de aisladores-amortiguadores de baja frecuencia, de rigidez progresiva supralineal debido a las características del cojín elástico (amortiguador) asociado a resorte de acero (aislador).

- Muelles en acero F-1430 ó 61-SC7
- Caja metálica en acero St 44.2, chorreada y pintada
- Cojín metálico de acero inoxidable AISI 304
- Protección superficial de los muelles con polvo negro termoendurecido

APLICACIONES

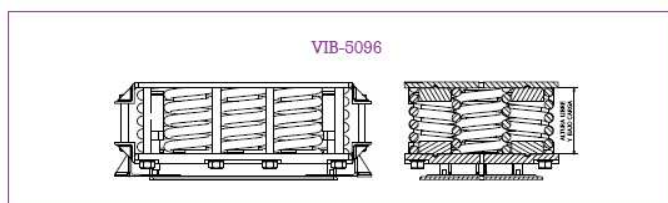
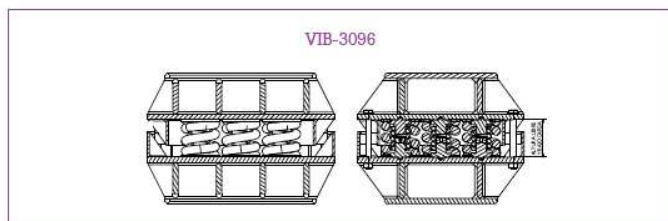
Aislamiento y protección de edificios ante problemas de vibraciones producidos por metro, ferrocarril, movimientos sísmicos, etc.



VIB-5790/2096/3096/4096/5096 GRANDES CARGAS

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES

Referencia	Carga (Tm)	Tamaño (mm)		Superficie apoyo		Peso (Kg)
		A	B	a	b	
VIB-5790-T1	25 - 55	945	250	580	220	420
VIB-5790-T2	60 - 80	587	587	485	465	420
VIB-5790-T3	75 - 90	756	516	430	465	460
VIB-5790-T4	90 - 135	756	587	485	465	600
VIB-5790-T5	130 - 180	945	587	580	465	830



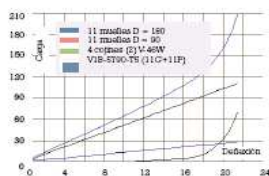
Referencia	Carga (Tm)	Altura (mm)		Peso (Kg)
		Libre	Bajo carga	
VIB-2096	1800 - 2200	128	100	3,1
VIB-3096	9400 - 11500	170	148	9
VIB-4096	800 - 1000	145	110	2,42
VIB-5096	5000 - 7000	430	340	57

VIB-5790/2096/3096/4096/5096 GRANDES CARGAS

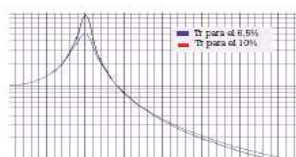
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Dependiendo del modelo:

- Frecuencia de resonancia axial: 3,5 Hz
- Amortiguamiento: 5% del crítico
- Equipado con sistema de precompresión
- Aislamiento sísmico
- Asistencia y supervisión de montaje



Fxo/Fpr
Transmisibilidad de una suspensión elástica en función de la frecuencia excitadora
Influencia del amortiguador



VIB-5096 (utilizado en proyecto de suspensión antivibratoria y antisísmica del Edificio Hotel AGLO 5*, en la nueva estación del TGV en Perpignan)



7.3 VARIOS.



Figura 1a: Aislamiento de la pared de un tanque metálico.



Figura 1b: Aislamiento de la pared de un tanque fabricado en hormigón.



Figura 7: Aislamiento de una tubería con coquilla y manta de lana de roca.

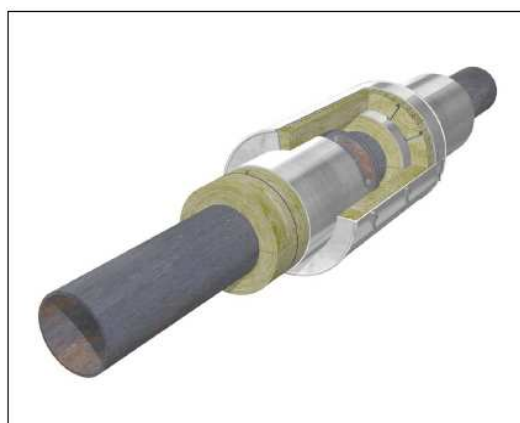


Figura 8: Aislamiento desmontable de una brida

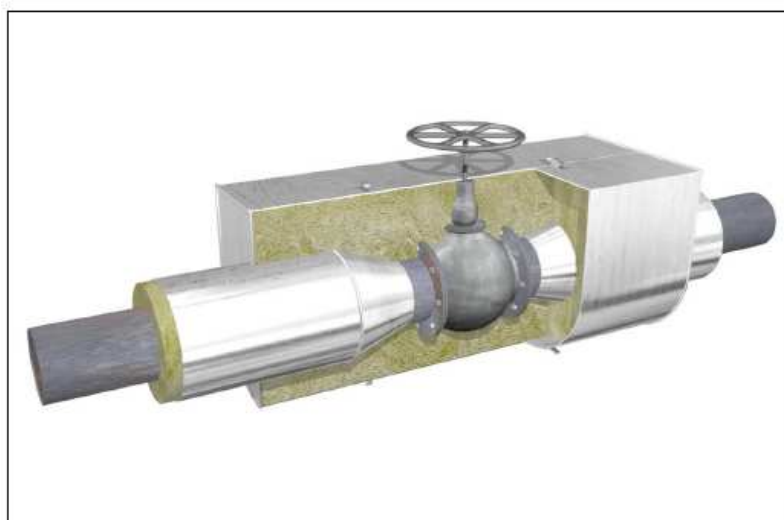


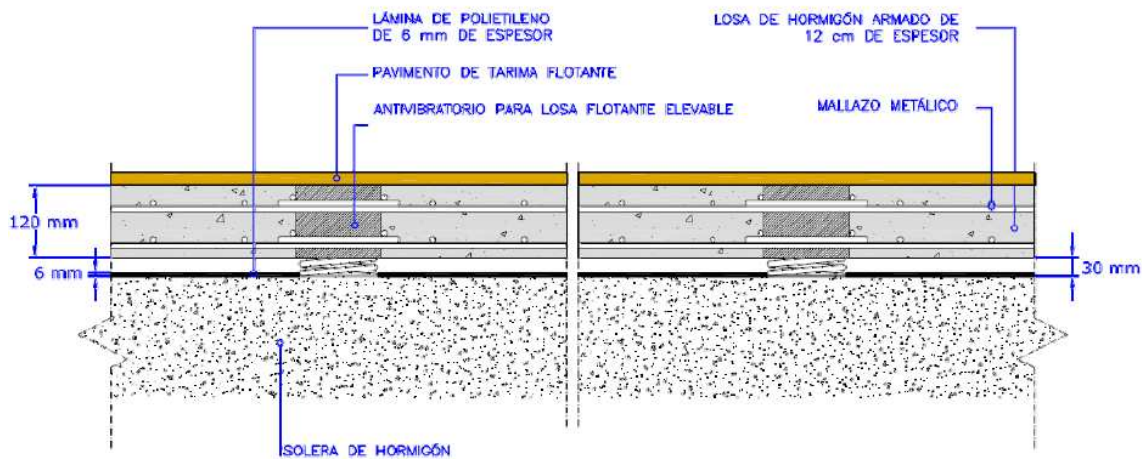
Figura 9: Aislamiento desmontable de una válvula



BANCADAS FLOTANTES

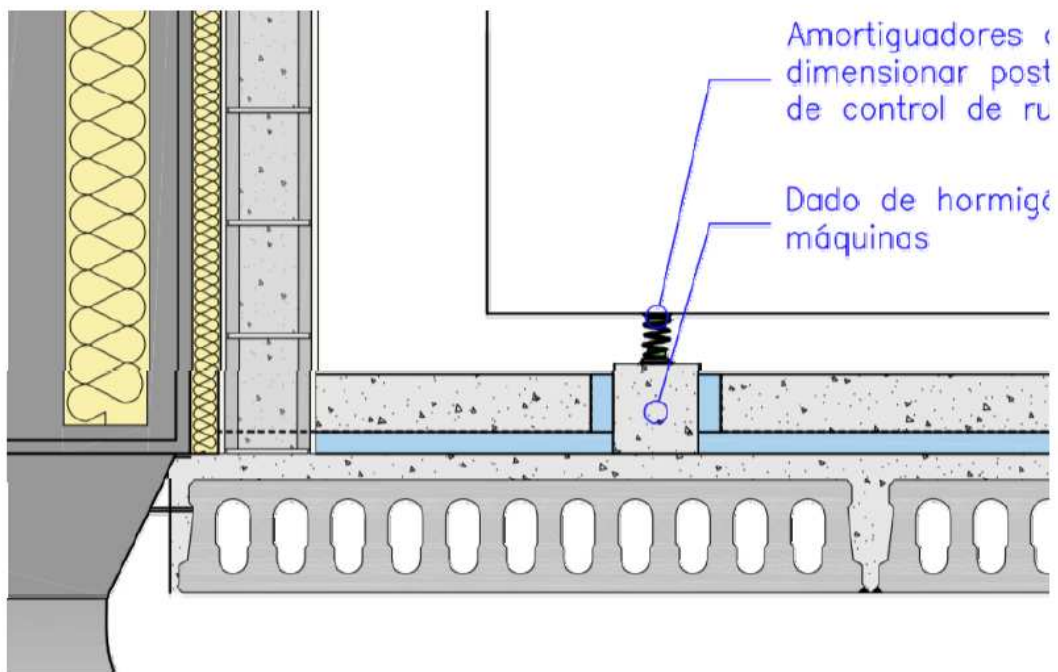
•Mediante material elástico

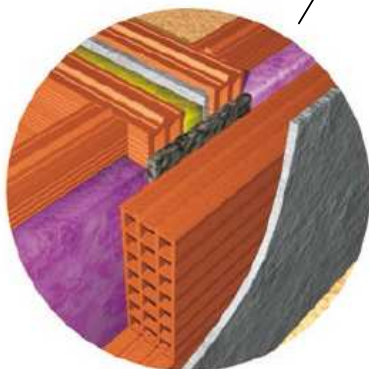
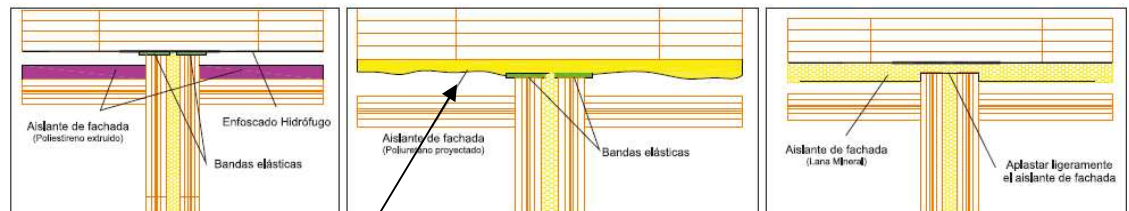
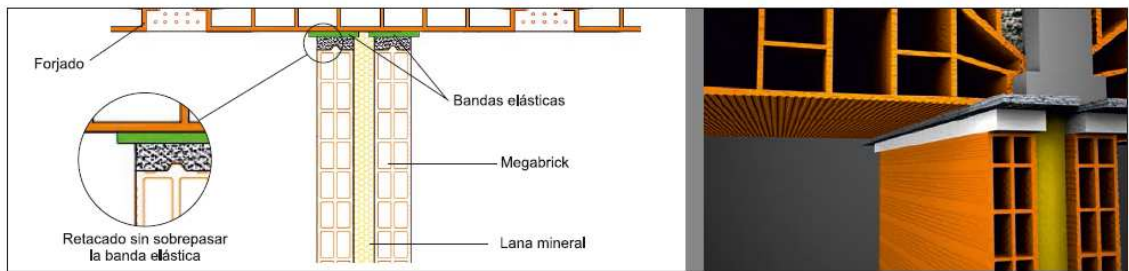
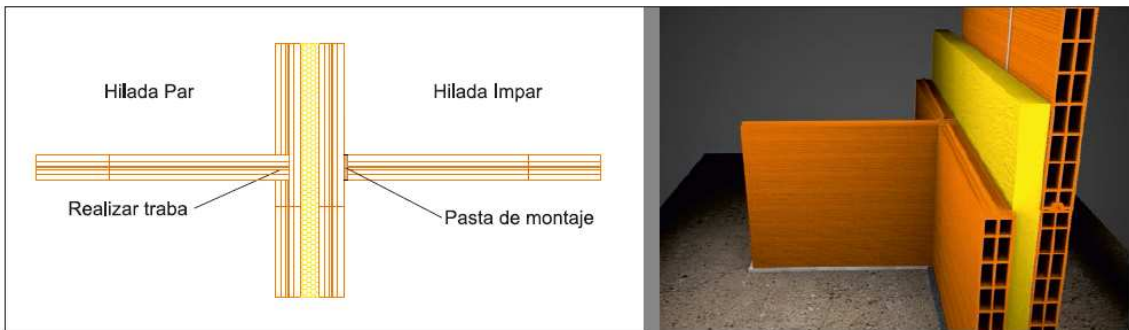
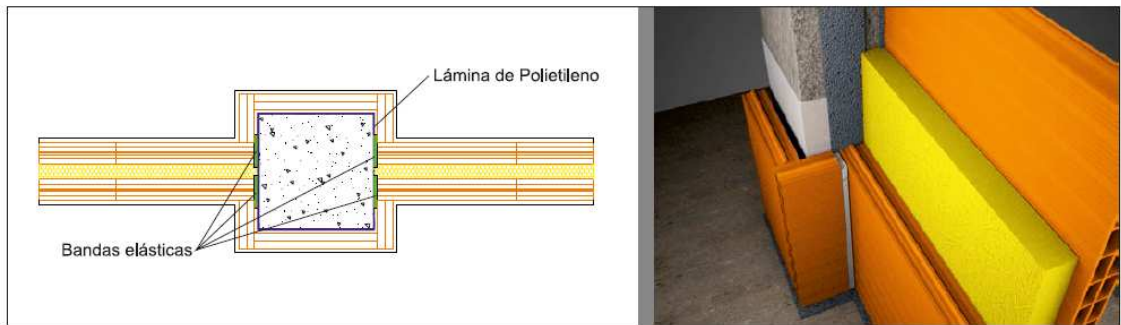
•Mediante muelles



BANCADAS FLOTANTES

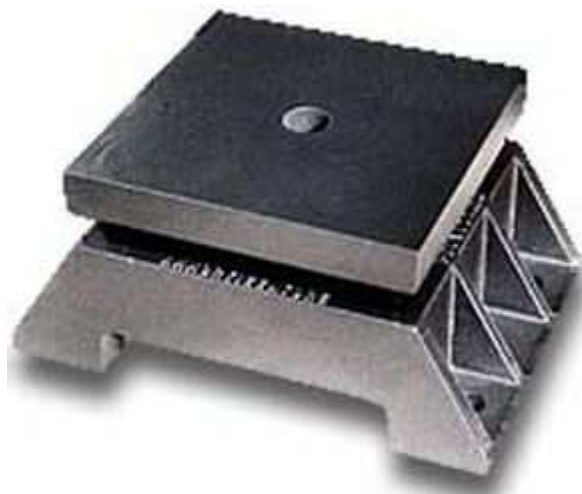
•Mediante material elástico







Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido





Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Exposición laboral, confort acústico y control del ruido



FIN